

MANUAL OF ENGINEERING CHEMIST

III

1961

MANUALUL INGINERULUI CHIMIST

III

PROCESE ȘI APARATE
DIN TEHNOLOGIA CHIMICĂ

Tehnoredactor; Ing. Kollscheg A.
Corector resp.: Udrea Aritina

*Dat la cules 17.VIII.1953. Bun de tipar 18.XII.1953. Hârtie velină
61×86/16, 50 gr/m². Coli editoriale 82,75. Coli tipar 56,50. Prețul
unui exemplar legat $\frac{1}{1}$ pânză Lei 69,75. Comanda 380.—A 0492/1953.
Pentru bibliotecile mici indicele de clasificare 66. Pentru bibliotecile
mari, indicele de clasificare 66(0,21).*

Tiparul executat la Intreprinderea Poligrafică Nr. 3: București,
B-dul 6 Martie, 29, — R. P. R.

COLECTIVUL DE ELABORARE

INTRODUCERE

Prof. Dr. Ing. EM. BRATU

I. ANALIZA DIMENSIONALA

Prof. Dr. Ing. GH. SUCIU

II. BILANȚUL MATERIALELOR

Prof. Dr. Ing. EM. BRATU

III. BILANȚUL TERMIC

Prof. Dr. Ing. EM. BRATU
și Conf. Ing. AL. HUCH

IV. TRANSPORTUL, DEPOZITAREA ȘI AMBALAREA MATERIALELOR

Ing. I. GRIGORIU

V. MĂRUNȚIREA, MĂCINAREA ȘI SORTAREA

Colectiv Ing. C-tin SITARU

VI. CURGEREA FLUIDELOR

Prof. Dr. Ing. GH. SUCIU

VII. POMPE

Ing. M. NĂSTASE

VIII. COMPRESOARE ȘI VENTILATOARE

ING. M. NĂSTASE

IX. AGITAREA ȘI AMESTECAREA

Prof. Dr. Ing. EM. BRATU

X. SEDIMENTAREA

Ing. EM. DUMITRESCU

XI. FILTRAREA

Ing. I. RĂȘENESCU și Ing. GH. ILIESCU

XII. SEPARAREA PRIN CENTRIFUGARE

Colectiv Ing. M. MEISEL

XIII. PRESAREA

Ing. C-tin SITARU și Ing. O. POPESCU

XIV. PULVERIZAREA LICHIDELOR

Prof. Dr. Ing. EM. BRATU

XV. SEPARAREA GAZELOR DE PULBERI ȘI CĂȚURI

Colectiv Ing. M. SĂVULESCU

XVI. TRANSMITEREA CALDURII

Prof. Dr. Ing. EM. BRATU

XVII. INCALZIREA APARATELOR DIN INDUSTRIA CHIMICA

Prof. Dr. Ing. EM. BRATU

XVIII. SCHIMBATOARE DE CALDURA

Prof. Dr. Ing. EM. BRATU

XIX. EVAPORAREA

Ing. I. RĂȘENESCU

XX. CRISTALIZAREA

Ing. I. RĂȘENESCU

XXI. SUBLIMAREA

Prof. Dr. Ing. EM. BRATU

Coordonator principal: Prof. Dr. Ing. EM. BRATU

Coordonator: Ing. EDITH BERAL

PARTEA II

PROCESE ȘI APARATE DIN TEHNOLOGIA CHIMICA

VOLUMUL III

Introducere

Analiza dimensională
 Bilanțul materialelor
 Bilanțul termic
 Transportul, depozitarea și ambalarea materialelor
 Mărunțirea, măcinarea și sortarea
 Curgerea fluidelor
 Pompe
 Compresoare și ventilatoare
 Agitare și amestecare
 Sedimentarea

Filtrarea

Separarea prin centrifugare
 Presarea
 Pulverizarea lichidelor
 Separarea gazelor de pulberi și cețuri
 Transmiterea căldurii
 Incălzirea aparatelor din industria chimică
 Schimbătoare de căldură
 Evaporarea
 Cristalizarea
 Sublimarea

VOLUMUL IV

Procese bazate pe difuziune
 Adsorbția gazelor
 Extracția lichid-lichid
 Distilarea și rectificarea
 Uscarea
 Fluidizarea
 Adsorbția

Frigotehnica

Tehnica vidului înalt
 Tehnica presiunilor înalte
 Cataliza
 Aparatură de măsură și control
 Coroziunea

TABLA DE MATERII

Introducere	1	Mori cu pietre și cu discuri	210
I. Analiza dimensională	5	Mori cu pietre orizontale	221
Exemple de aplicare a analizei dimensionale	9	Mori cu discuri	223
II. Bilanțul materialelor	16	Mori pendulare	223
Generalități	16	Moară cu inel și cilindri	224
Calculul stoechiometric	18	Mori pentru măcinare extrafină	225
Starea gazelor	25	Separarea mecanică a materialului mărunțit	228
III. Bilanțul termic	43	VI. Curgerea fluidelor	248
Generalități	43	Notății	248
Proprietăți termodinamice	44	Viscozitatea	248
Călduri sensibile	55	Curgerea fluidelor	255
Călduri latente	66	Manometre	276
Entalpia sau conținutul caloric	70	Măsurarea debitului fluidelor	278
Lucrul mecanic	81	Tevi și conducte	296
Noțiuni de termodinamică chimică	89	Robinete	313
IV. Transportul, depozitarea și am- balarea materialelor	104	VII. Pompe	317
Aparate de transport	104	Generalități — definiții	317
Mijloace de transport pe sol	107	Clasificarea pompelor	318
Mașini de ridicat și transportat la înălțime	110	Dispozitive fără elemente mobile	318
Transportoare cu funcționare con- tinuă	121	Pompe cu mișcări alternative	329
Depozitarea materialelor	161	Pompe centrifuge și axiale	341
Ambalaje	171	Dispozitive rotative	375
V. Mărunțirea, măcinarea și sortarea	172	VIII. Compresoare și ventilatoare	379
Considerații generale	172	Compresoare cu piston	380
Teoria mărunțirii	173	Turbocompresoare	405
Principiile fundamentale ale apa- ratelor de mărunțit	180	Ventilatoare	426
Clasificarea și descrierea mașinilor de mărunțit	181	Compresoare și suflătoare relative	444
Concasoare cu fălci	182	IX. Agitare și amestecare	445
Concasoare conice	188	Generalități	448
Concasoare cu cilindri	194	Tipuri de amestecătoare	448
Concasor cu ciocane	201	Șicane verticale	476
Desintegratori	206	Alegerea amestecătoarelor	477
		Incerări de laborator cu modele de agitatoare	484
		X. Sedimentarea	484
		Generalități	484
		Decantarea	487

Construcția aparatelor de decantare	493	Generalități	679
Decantarea continuă în contracurent	494	Metode pentru purificarea gazelor	680
IX. Filtrarea	504	Purificarea gazelor pe cale mecanică	680
Generalități	504	Purificarea gazelor pe cale umedă	697
Clasificarea filtrelor	506	Purificarea gazelor prin filtrare	700
Filtre de funcționare discontinuă	506	Desprăfuirea electrică a gazelor	704
Filtre cu funcționare continuă	519	Separarea particulelor de fum, de ceață și de pulberi prin dispozitive de aglomerare	721
Productivitatea filtrelor	527	Dispozitive pentru determinarea cantității de praf din gaze	723
Considerații asupra culegerii tipului de filtru	528	XVI. Transmiterea căldurii	724
Teoria filtrării	529	Conductivitate	725
Generalități	529	Convecție	736
Filtrarea cu formare de precipitat	529	Radiație	754
Filtrarea suspensiilor cu conținut neînsemnat de fază solidă	542	Schimbul de căldură prin radiație între două suprafețe negre	756
Ecuatia generală a filtrării prin pânză	546	XVII. Incălzirea aparatelor din industria chimică	767
Stabilirea regimului optim de lucru al filtrelor	546	Incălzirea cu purtători de căldură în stare gazoasă	767
Calculul unui filtru cu vid cu tambur celular rotativ	551	XVIII. Schimbătoare de căldură	783
Pompe	555	Generalități	783
Pompe pentru alimentarea filtrelor prese	556	Transmiterea căldurii la temperaturi variabile	783
Pompe pentru filtre rotative	557	Tipuri de schimbătoare de căldură	802
XII. Separarea prin centrifugare	558	Norme pentru construirea schimbătoarelor tubulare	805
Centrifuge	558	Valori recomandate pentru calculul rapid al schimbărilor de căldură	807
Calculul de rezistență și dimensionarea centrifugelor	577	XIX. Evaporarea	808
Tipurile de centrifugare	587	Generalități	808
Aparate pentru măsurarea turației centrifugelor	619	Transmiterea căldurii în evaporatoare	808
Intrebuințarea centrifugelor de decantare și de filtrare	619	Diferența de temperatură	810
XIII. Fresarea	631	Influența stratului de lichid	813
Generalități	631	Determinarea coeficientului de transmitere a căldurii	814
Prese hidraulice	631	XX. Cristalizarea	849
Prese mecanice	643	Teoria procesului de cristalizare	849
Prese de stoarcere	655	Aparatura de cristalizare	859
Prese de stoarcere cu melc	655	XXI. Sublimarea	869
Prese de stoarcere hidraulice	659	Generalități	869
XIV. Pulverizarea lichidelor	668	Considerații teoretice	871
Generalități	668	Exemple de instalații de sublimare	880
Formarea picăturilor	668	Bibliografia	886
Caracteristicile pulverizării	669		
Clasificarea pulverizatoarelor	672		
Alegerea pulverizatoarelor și a condițiilor de lucru	678		
XV. Separarea gazelor de pulberi și cefuri	679		

INTRODUCERE

Volumul III din Manualul Inginerului Chimist cuprinde o parte însemnată din cunoștințele fundamentale necesare oricărui inginer sau tehnician din industria chimică :

- operații și procese din industria chimică ;
- combustibili pentru generarea energiei termice și mecanice ;
- cercetarea și condiționarea apelor potabile, a apelor industriale și a apelor reziduale.

Pentru a justifica locul important pe care îl ocupă capitolele care tratează despre operațiile din industria chimică cât și pentru a arăta importanța lor în preocupările inginerilor și ale tehnicienilor chimiști, sunt utile câteva lămuriri.

Studiul sistematic al operațiilor unitare din industria chimică a început acum 30 de ani și a ajuns, în ultimul timp, la o dezvoltare foarte amplă și multilaterală, consecință a utilității lui în conceperea și în conducerea rațională a proceselor tehnologice.

Orice fabricație chimică — sau, în general, de transformare — este constituită dintr'o serie de operații succesive, paralele sau ciclice, de natură mecanică, fizică, chimică sau combinată. Graficul din fig. 1 este *schema procesului tehnologic* pentru fabricarea bicromatului de sodiu și arată succesiunea operațiilor principale ; dacă în locul operațiilor se indică aparatele (cuptor, concasor, moară, separator pneumatic, autoclavă, filtru, evaporator, cristalizor, centrifugă, etc.) cu care se execută operațiile, desenul constituie *schita procesului tehnologic*.

Din schema fabricării bicromatului de sodiu rezultă următoarele constatări valabile pentru orice fabricație chimică sau de transformare :

- o fabricație, oricât de complicată, constă dintr'un număr limitat de operații simple, distincte ;
- cele mai multe dintre operațiile unui proces tehnologic sunt de natură mecanică sau fizică (măcinare, filtrare, centrifugare, evaporare, uscare, distilare, etc.) ;
- cele mai multe dintre aparatele folosite (mori, filtre, centrifuge, evaporatoare, uscătoare, coloane de distilare, etc.) sunt aparate obișnuite, comune pentru multe alte fabricații.

Afară de operațiile și aparatele care apar în schema și în schița procesului tehnologic, o serie de operații, aparate și instalații intervin în mai toate fabricațiile importante :

- transportul materialelor (gaze, lichide, solide) ;
- depozitarea materialelor (gaze, lichide, solide) ;
- alimentarea cu apă ;
- condiționarea apelor potabile, de cazan, de fabricație ;
- evacuarea apelor reziduale ;
- producerea aburului și a forței motoare ;
- încălzirea încăperilor și condiționarea aerului ;
- măsurări de cantități, debite, temperaturi, presiuni, etc.

Din considerații de felul celor de mai sus, a rezultat o nouă metodă pentru studiul tehnologiei chimice, bazată nu pe procese tehnologice, ci pe operații

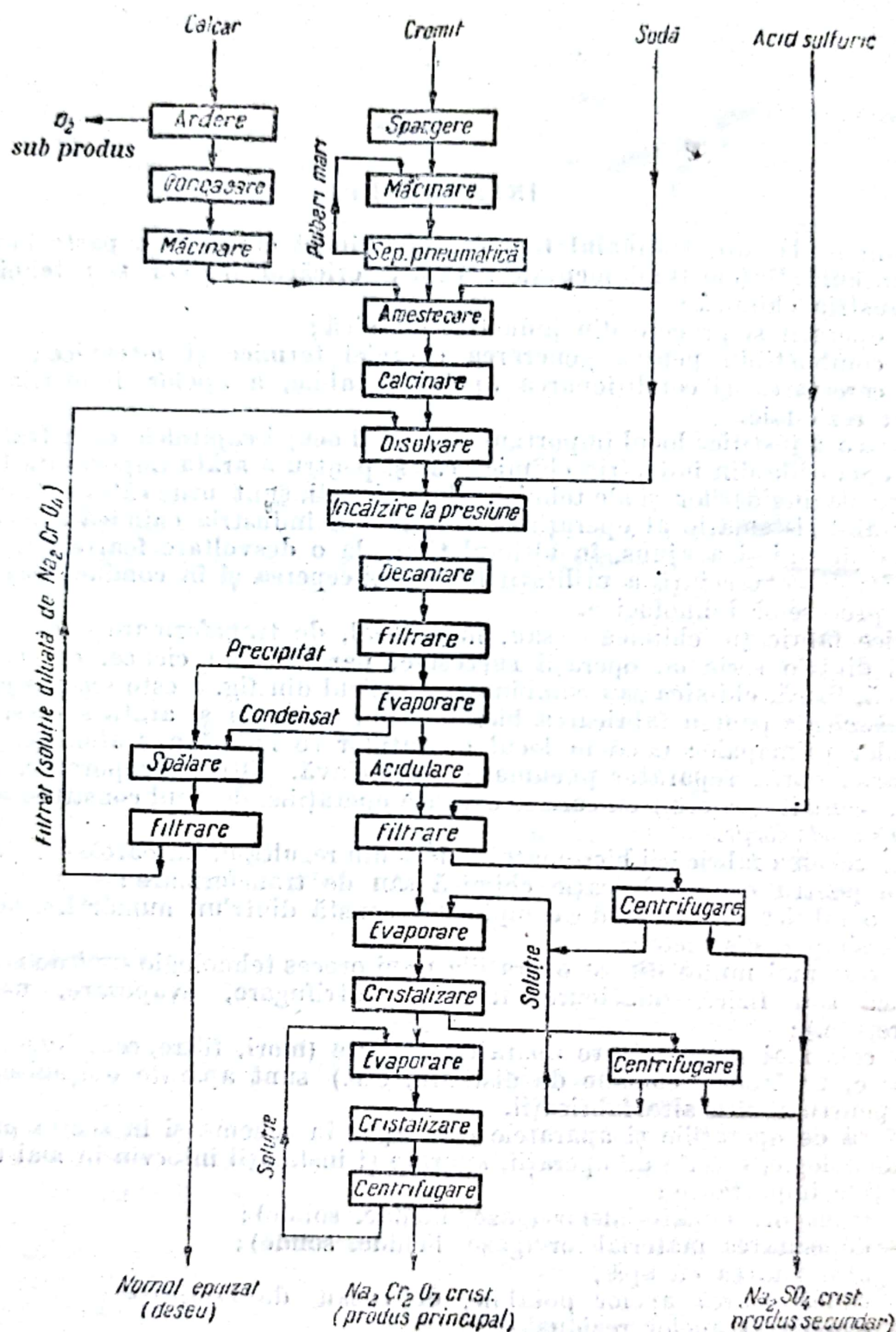


Fig. 1. Fabricarea bicromatului de sodiu.² Schema procesului tehnologic.

(mecanice și fizice) și, în tehnologia organică, pe procese chimice unitare (nitrare, sulfonare, oxidare, reducere, polimerizare, etc.).

Această metodă studiază separat fiecare operație sau proces unitar din industria chimică, prin : 1) cercetarea principiilor științifice de bază ; 2) experimentarea la scară de laborator și pilot, urmată de 3) tratarea matematică a rezultatelor experimentale pentru găsirea unor constante și relații care să ducă la dimensionarea aparatelor, și 4) cunoașterea variantelor reprezentative de aparate în care operația respectivă să poată fi executată, insistând asupra criteriilor de alegere pentru o funcționare cât mai rațională în condițiile specifice cazurilor concrete. Ca exemplu pentru aplicarea acestei metode trebuie menționate marile institute din Uniunea Sovietică : GIPROASOTMAS și NIIHIMMAS, unde, în laboratoare specializate, se cercetează aparatele și mașinile folosite în industria chimică.

Studiul operațiilor și al proceselor chimice după această metodă presupune cunoștințe aprofundate de matematică, fizică, mecanică, chimie, chimie fizică, cum și experiență tehnică, toate îmbinate într-o știință nouă, complexă — ingineria chimică — cu aspecte teoretice, experimentale și tehnice foarte variate.

Ca instrumente fundamentale și generale de lucru, studiul operațiilor folosește :

- bilanțul materialelor ;
- bilanțul termic ;
- echilibrul dintre faze ;
- transferul de căldură ;
- transferul de masă.

Industria chimică se dezvoltă în prezent foarte repede : numărul proceselor tehnologice noi crește cu o frecvență din ce în ce mai mare ; orice proces tehnologic existent poate fi continuu îmbunătățit până când un procedeu nou, mai economic, îi va lua locul : „Industria contemporană nu consideră și nu tratează forma actuală a unui proces de fabricație cunoscut, ca fiind definitivă”¹⁾.

Ingineria chimică, prin aplicarea principiilor și a cercetării științifice la cazuri concrete, prin acumulare de date și de experiență, determină și anticipează dezvoltarea industriei chimice.

Inginerul chimist participă la toate fazele creării unui proces tehnologic ; el este *cercetător*, în faza de laborator și pilot, este *proiectant* în faza pilot și în faza semiindustrială și este *conducător* de fabricație în faza finală industrială. Lui îi revine sarcina ca procesul să fie cât mai rațional și mai economic, produsele să fie cât mai constante și să aibă calitățile prescrise, prețul de cost să fie cât mai scăzut și protecția muncii să fie asigurată.

Secțiunile acestui volum trebuie considerate ca o introducere în studiul operațiilor chimice. Pentru completări, la sfârșitul volumului, este indicată bibliografia generală și specială. Literatura sovietică este, și în acest domeniu, un ajutor indispensabil cercetătorului și inginerului chimist, prin cărți, reviste și standarde de mare valoare teoretică, experimentală și tehnică.

Acest volum este alcătuit, în special pe baza materialului bibliografic sovietic.

¹⁾ K. Marx și F. Engels, Scrieri, Vol. XVII.

1. ANALIZA DIMENSIONALĂ

Mărimile se măsoară, uneori, direct; alteori însă, este mai comod ca ele să fie definite prin relații matematice între mărimi ușor măsurabile. Pentru a exprima și a compara rezultatul măsurărilor unei anumite proprietăți este necesar să se definească unitatea mărimii. În științele fizice, relațiile numerice sunt lipsite de sens dacă unitățile nu sunt precizate. Între infinitele posibilități de alegere a unităților, pentru o proprietate a materiei, se preferă cele care sunt mai simple, mai ușor de reprodus și de măsurat. După ce sistemul de unități a fost ales, el trebuie să fie păstrat pentru exprimarea tuturor mărimilor care intervin în ecuațiile fizice, adică să se mențină un „sistem coerent de unități”. Toate sistemele de unități folosite astăzi în știință satisfac condiția ca raportul dintre două măsurători ale aceleiași mărimi (lungimea a două corpuri, densitatea a două lichide, etc.) să fie un număr unic, independent de unitățile particulare folosite. Deasemenea, ecuațiile fizice au o valabilitate generală, independentă de sistemul de unități care a fost luat ca bază a măsurărilor.

În știință, cele mai folosite unități particulare sunt centimetrul, gramul și secunda. Acest sistem de unități, notat CGS și numit impropriu sistemul absolut, prezintă numeroase avantaje în deducerea teoretică a formulelor. În calculele industriale se preferă adeseori sistemul MKS: metru, kilogram (masă), secundă, sau sistemul MKfS: metru, kilogram (forță), secundă. Faptul că, în unele formule folosite în practica inginerescă, nu se specifică în mod clar unitățile, creează deseori confuzii în aplicațiile numerice. Pentru evitarea erorilor este recomandabil să se analizeze formulele, înainte de aplicare, după metodele care vor fi descrise mai departe.

Metru, stânga, țolul, etc., au, toate, o caracteristică fundamentală comună și anume ele măsoară aceeași proprietate a materiei: lungimea. Deasemenea, viteza poate fi exprimată în diverse unități particulare, ca m/s, m/h, km/s, km/h, etc. Și în acest caz, avem de a face cu o proprietate caracteristică, comună tuturor unităților particulare: raportul dintre lungime și timp. Aceste unități generale se numesc „dimensiuni”. Lungimea este o dimensiune, ca și viteza. Evident, pot fi atâtea dimensiuni, câte proprietăți fizice sunt cunoscute. Masa, forța, timpul, temperatura, masa electrică, viscozitatea, etc., sunt dimensiuni în acest sens. Pentru economie de simboluri și pentru simplificare, se preferă să se ia ca bază numărul minim de dimensiuni necesar pentru a exprima toată diversitatea proprietăților, întâlnite în științele naturii. În mecanică sunt necesare și suficiente, pentru aceasta, trei dimensiuni: (lungimea — L , masa — M și timpul — T). Fenomenele cunoscute în termodinamică pot fi reduse la patru dimensiuni fundamentale (L , M , T și temperatura — t), iar totalitatea proprietăților materiei este dimensional exprimabilă prin cinci unități de bază (L , M , T , t și Q — sarcina electrică).

Ecuațiile din științele naturii cuprind, în realitate, două egalități: una între numere, și cealaltă între dimensiuni, numită ecuație, expresie sau formulă dimensională. Astfel, de exemplu, volumul unui corp fiind produsul a trei lungimi, va avea dimensiunea $L \cdot L \cdot L = L^3$; viteza este câtul dintre distanță și timp $L/T = LT^{-1}$; forța este produsul dintre masă și accelerație $M \cdot (L/T^2) = MLT^{-2}$. În literatură se mai întâlnesc adeseori numirea de dimensiune dată

puterii la care sunt ridicați factorii M , L , T și t . Astfel, se spune că forța are dimensiunea $+1$ în masă, $+1$ în lungime și -2 în timp.

În cele ce urmează se va adopta această nomenclatură, folosind pentru M , L , T și t numirile: mărimi fundamentale sau dimensiuni fundamentale.

Expresia dimensională a diverselor cantități fizice, în funcție de mărimile fundamentale: M (masă), L (lungime), T (timp), t (temperatură) și Q (sarcină electrică)

Diametru, sau diametrul echivalent		$= L$
Suprafață	$L \cdot L$	$= L^2$
Volum	$L \cdot L \cdot L$	$= L^3$
Unghi		$= 1$
Frecvență	$1/T$	$= T^{-1}$
Densitate	M/L^3	$= ML^{-3}$
Viteză	L/T	$= LT^{-1}$
Viteză unghiulară	$1/T$	$= T^{-1}$
Accelerație	$(L/T)/T$	$= LT^{-2}$
Forță	$M \cdot (LT^{-2})$	$= MLT^{-2}$
Energie (lucru mecanic, căldură, energie cinetică, etc.)	$L (MLT^{-2})$	$= ML^2T^{-2}$
Putere	$(ML^2T^{-2})/T$	$= ML^2T^{-3}$
Impuls	$M \cdot LT^{-1}$	$= MLT^{-1}$
Torsiune	$(MLT^{-2})/1$	$= MLT^{-2}$
Coeficientul dilatației liniare	$(L/L)/t$	$= t^{-1}$
Coeficientul dilatației cubice	$(L^3/L^3)/t$	$= t^{-1}$
Viscozitate absolută	$(MLT^{-2}) \cdot L/(LT^{-1}) \cdot L^2$	$= ML^{-1}T^{-1}$
Viscozitate cinematică	$(ML^{-1}T^{-1})/(ML^{-3})$	$= L^2T^{-1}$
Presiune	$(MLT^{-2})/L^2$	$= ML^{-1}T^{-2}$
Compresibilitate	$(L^3 \cdot L^3)/(ML^{-1}T^{-2})$	$= M^{-1}LT^2$
Modulul elasticității	$(MLT^{-2} \cdot L)/(L \cdot L^2)$	$= ML^{-1}T^{-2}$
Debit volumetric	L^3/T	$= L^3T^{-1}$
Debit gravimetric	M/T	$= MT^{-1}$
Debit gravimetric pe unitatea de secțiune	$(M/T)/L^2$	$= ML^{-2}T^{-1}$
Tensiune superficială	$(MLT^{-2})/L$	$= MT^{-2}$
Capacitate calorică	$(ML^2T^{-2})/t$	$= ML^2T^{-2}t^{-1}$
Căldură specifică	$(ML^2T^{-2})/(M \cdot t)$	$= L^2T^{-2}t^{-1}$
Căldură de evaporare	$(ML^2T^{-2})/M$	$= L^2T^{-2}$
Conductivitate termică	$(ML^2T^{-2})/(T \cdot L \cdot t)$	$= MLT^{-3}t^{-1}$
Coeficientul de transmitere a căldurii	$(ML^2T^{-2})/(T \cdot L^2 \cdot t)$	$= MT^{-3}t^{-1}$
Coeficientul total de transmitere a căldurii	$(ML^2T^{-2})/(L^2 \cdot T \cdot t)$	$= MT^{-3}t^{-1}$
Entropie	ML^2T^{-2}/t	$= ML^2T^{-2}t^{-1}$
Entalpie, energie internă, fugacitate	(energie)	$= ML^2T^{-2}$
Activitate		$= 1$
Intensitatea curentului electric	Q/T	$= QT^{-1}$
Tensiunea curentului electric		$= MQ^{-1}L^2T^{-2}$
Rezistența electrică	$(MQ^{-1}L^2T^{-2})/QT^{-1}$	$= MQ^{-2}L^2T^{-1}$

Studiul mărimilor fizice din punctul de vedere al proprietăților dimensionale se numește „analiză dimensională”. Aplicarea analizei dimensionale prezintă avantaje prețioase în cercetările experimentale: ea permite transformarea ușoară a formulelor, dintr'un sistem de unități într'altul; indică natura factorilor care intervin în formule; oferă un criteriu de verificare a corectitudinii ecuațiilor empirice și teoretice, și, ceea ce este foarte important,

dă informații parțiale asupra relațiilor care trebuie să fie satisfăcute de variabilele care caracterizează un anumit sistem fizic.

Trebuie să se facă două observații importante: 1) formulele dimensionale ale tuturor cantităților sunt produse ale mărimilor fundamentale (M, L, T, t , și Q), afectate de diverși exponenți și 2) expresia dimensională a unei anumite cantități fizice este aceeași, independent de unitățile în care se exprimă mărimile fundamentale (CGS sau MKS).

Relațiile dimensionale constituie un mijloc comod de transformare a cantităților simple dintr'un sistem de unități într'altul. Astfel, de exemplu, dacă vom să transformăm viteza de 50 cm/s în km/h vom avea:

$$\frac{50 \text{ cm}}{\text{s}} = \frac{(50/100\,000) \text{ km}}{(1/3\,600) \text{ h}} = 1,8 \text{ km/h.}$$

Numai cantitățile dimensional identice pot fi adunate și scăzute sau, cu alte cuvinte, sumele și diferențele vor trebui să aibă dimensiunile termenilor. În ecuația mecanică a distanței l parcursă în timpul t_1 , de un corp care cade sub acțiunea gravitației, și cu viteza inițială v ,

$$l = vt_1 + \frac{g}{2} t_1^2,$$

toți termenii ($LT^{-1} \cdot T = L$ și $LT^{-2} \cdot T^2 = L$) au aceeași dimensiune, L . Căturile diferențiale au aceleași dimensiuni ca și câturile finite ($d^2l/dt^2 = LT^{-2}$). Ecuațiile care îndeplinesc această condiție se numesc dimensional omogene. Omogenitatea dimensională a egalităților din fizică este o condiție a validității lor generale și constituie deci un criteriu de examinare a valabilității ecuațiilor deduse teoretic sau empiric. O consecință imediată a omogenității dimensionale este faptul că, cunoscând un termen din ecuație, se pot obține informații asupra naturii celorlalți termeni, sau asupra dimensiunilor factorilor de proporționalitate.

Să presupunem că, din considerații teoretice, am ajuns la formula $v^2 - x = y$, în care v este o viteză, și vom să cunoaștem natura lui x și a lui y . Pentru ca ecuația să fie dimensional omogenă, să fie deci universal valabilă, este necesar ca v^2 și x să aibe aceleași dimensiuni, deoarece numai termenii cu dimensiuni identice pot fi adunați sau scăzuți. Deasemenea și y va trebui să aibă dimensiunile lui v^2 . În concluzie, deci, x și y vor avea expresia dimensională a unei viteze la pătrat, L^2T^{-2} . Cunoașterea calitativă a mecanismului fenomenului fizic observat va permite, în cazuri ca acestea, să se clarifice forma termenilor, astfel încât uniformitatea dimensională să fie satisfăcută.

În ecuațiile fizice se întâlnesc două feluri de constante: numerice și dimensionale. De exemplu, în $l = \frac{g}{2} t^2$, $1/2$ este o constantă numerică, iar g este o

constantă sau un parametru dimensional, având dimensiunile unei accelerații. Ca un alt exemplu, să se calculeze formula dimensională a constantei gravitației. Conform legii lui Newton, forța de atracție a două corpuri este proporțională cu produsul maselor lor și invers proporțională cu pătratul distanței dintre corpuri. Factorul de proporționalitate fiind însăși constanta gravitației, $MLT^{-2} = (\text{const}) \cdot M^2L^{-2}$, de unde $(\text{const}) = M^{-1}L^3T^{-2}$. Constantele universale nu se pot calcula analitic. Valoarea lor este definită numai de relațiile empirice fundamentale. Expresiile cu dimensiunea 1 au o valoare numerică constantă, independentă de sistemul particular de unități folosit. Astfel, de exemplu, dacă $v_1/v_2 = 5$, cu metrul și secunda ca unitate, va fi egal tot cu 5 și dacă se întrebuintează kilometrul, țolul, etc., ca unități de lungime, împreună

cu secunda, ora, etc. In mod analog, expresia : diametrul $\times$ viteza $\times$ densitate/viscozitate, cu dimensiunea :

$$\frac{L \cdot LT^{-1} \cdot ML^{-2}}{ML^{-1} T^{-1}} = 1,$$

are aceeași valoare numerică, indiferent de sistemul coeficient de unități folosit.

Din cele de mai sus se pot reține regulile generale cărora li se supun relațiile care exprimă matematic fenomenele naturale, independent de complexitatea funcțională a relațiilor dintre variabilele și constantele dimensionale care le definesc : 1) cu un sistem coerent de unități, ecuațiile fizice au o valoare generală independentă de unitățile particulare folosite și sunt dimensional omogene ; 2) toate variabilele și constantele (dimensionale) sunt dimensional reductibile la produse ale mărimilor fundamentale, ridicate la diverse puteri. Prin tratament pur analitic se poate arăta că aceste reguli conduc la „teorema similitudinii dimensionale sau fizice”, numită și teorema π , care se poate enunța astfel : *Orice relație fizică poate fi pusă sub o astfel de formă, încât să nu conțină decât produsele nedimensionale independente care se pot obține cu toate variabilele și constantele (parametrii) dimensionale ce definesc fenomenul.* Fie un fenomen fizic care poate fi definit, prin variabilele $x_1, x_2 \dots x_l$ și constantele dimensionale $c_1, c_2 \dots c_m$, adică $f(x_1, x_2 \dots x_l, c_1, c_2 \dots c_m) = 0$. Notând cu $q_1, q_2 \dots q_n$ toate produsele nedimensionale independente — care se pot forma din expresiile dimensionale — ale lui $x_1, x_2 \dots x_l$ și $c_1, c_2 \dots c_m$, teorema π ia forma analitică $\varphi(q_1, q_2 \dots q_n) = 0$. Un alt enunț al teoremei π este : *Cea mai generală relație posibilă între variabilele care caracterizează un fenomen este o funcție arbitrară — a tuturor produselor nedimensionale independente care se pot forma cu toate variabilele și parametrii dimensionali — egală cu o constantă.* Analitic, se obține :

$$\varphi(q_1, q_2 \dots q_n) = \text{const.}$$

Se demonstrează că, în general, numărul n al produselor nedimensionale independente care se pot forma cu l variabile și m parametri, este funcție de numărul mărimilor distincte care intervin în expresiile dimensionale ale variabilelor și parametrilor (3 în mecanică — M, L, T — și 4 în termodinamică). În fenomenele mecanice, această relație ia forma : $n = l + m - 3$, iar în cele termodinamice $n = l + m - 4$.

Teorema π este rezultatul cel mai important al tratării dimensionale a relațiilor fizice. În cele mai multe cazuri, analiza dimensională se reduce la aplicarea corectă a acestei teoreme. O premisă necesară a oricărei analize dimensionale este stabilirea prealabilă a tuturor variabilelor și parametrilor dimensionali care definesc fenomenul. La aceasta conduce adeseori cunoașterea mecanismului fenomenului și considerațiile teoretice cu caracter cinetic.

În rezolvarea problemelor de analize dimensionale în care este angajat un număr mare de variabile se aplică, pentru simplificarea calculelor, așa numita metodă a grupării, care constă în următoarele reguli :

1. Se alege un număr de variabile, egal cu numărul mărimilor fundamentale care intervin în problemă, astfel încât variabilele alese să conțină toate mărimile fundamentale.

2. Se formează un grup de produse, constând fiecare din toate variabilele alese la (1) plus una dintre variabilele rămase. Numărul produselor va fi deci egal cu numărul variabilelor (inclusiv constantele dimensionale) minus numărul mărimilor fundamentale.

3. Fiecare produs este o expresie nedimensională. Numai variabilele de sub (1) se afectează cu exponenți (a, b, c , etc.). Variabila introdusă în fiecare produs, conform (2), va avea exponentul 1.

În cele ce urmează se vor da trei exemple de aplicare a analizei dimensionale. Exemplul 1 fiind simplu, nu i se va aplica metoda grupării. În exemplul 2, din dinamica fluidelor, intervin cinci variabile și trei mărimi fundamentale (M, L, T); vor fi deci două produse de câte patru variabile, care vor forma $5 - 3 = 2$ expresii nedimensionale. Exemplul 3 este o problemă de transmitere a căldurii, cu șapte variabile și cu patru mărimi fundamentale, deci $7 - 4 = 3$ produse, corespunzând cu trei expresii nedimensionale.

EXEMPLE DE APLICARE A ANALIZEI DIMENSIONALE

1. Căderea liberă a corpurilor în vid sub acțiunea gravitației

Să se calculeze viteza corpului care, plecând din repaus, a parcurs distanța l . Viteza v ar trebui să depindă de distanța l , de acțiunea gravitației, caracterizată prin accelerația pământescă g , și de densitatea corpului, ρ .

Se întocmește următoarea tabelă:

Variabilele	Simbolul	Expresia dimensională
Viteza	v	LT^{-1}
Distanța	l	L
Accelerația pământescă	g	LT^{-2}
Densitatea	ρ	ML^{-3}

Se observă că sunt patru variabile și trei mărimi fundamentale; deci sunt posibile $4 - 3 = 1$ expresie nedimensională independentă. Relația generală a fenomenului poate fi pusă sub forma produsului $(v)^a (l)^b (g)^c (\rho)^d$, în care exponenții a, b, c și d trebuie să satisfacă condiția ca produsul să fie nedimensional. Se înlocuiesc variabilele cu formulele dimensionale respective:

$$(LT^{-1})^a \cdot (L)^b \cdot (LT^{-2})^c \cdot (ML^{-3})^d.$$

Suma algebrică a exponenților fiecărei mărimi fundamentale va trebui să fie egală cu 0. Impunând această condiție, se obțin ecuațiile simultane:

$$\begin{aligned} \text{Pentru exponenții lui } L: & a + b + c - 3d = 0; \\ \text{" " " T: } & -a - 2c = 0; \\ \text{" " " M: } & d = 0. \end{aligned}$$

Acest sistem de ecuații este nedeterminat, deoarece numărul necunoscutelor este mai mare decât al egalităților. Rezolvând în raport cu a vom avea $c = -a/2$ și $b = -a/2$. Se observă că unuia dintre exponenți i se poate da o valoare arbitrară, deoarece un produs nedimensional rămâne ca atare, independent de puterea la care este ridicat. Să se ia de exemplu $a = 1$ (pentru ca ecuația finală să fie explicită în raport cu v). Se obține $b = c = 1/2$. Substituind aceste valori ale exponenților, se obține produsul nedimensional căutat:

$$v \cdot l^{-\frac{1}{2}} \cdot g^{-\frac{1}{2}} \cdot \rho^0 = v \cdot l^{-\frac{1}{2}} \cdot g^{-\frac{1}{2}}.$$

Se ajunge astfel la concluzia aparent surprinzătoare, că, în legea căderii corpurilor, viteza este independentă de densitate.

Conform teoremei π , o funcție arbitrară a produsului nedimensional $v l^{-1/2} \cdot g^{-1/2}$ este o constantă, adică: $f(v l^{-1/2} \cdot g^{-1/2}) = \text{const.}$ Luând această funcție egală cu însuși produsul, se obține: $v l^{-1/2} \cdot g^{-1/2} = \text{const}$ sau $v^2 = \text{const} \cdot g l$. Experimental, constanta este egală cu 2 și expresia devine $v^2 = 2gl$.

2. Căderea de presiune în curgerea turbulentă a fluidelor

Să se considere variabilele de care depinde căderea de presiune pe unitatea de lungime P/l , în curgerea uniformă și continuă a unui fluid printr-o conductă circulară orizontală. Căderea de presiune fiind datorită frecării, ea va fi influențată de viscozitatea fluidului η și de diametrul conductei D . Datorită agitației particulelor de fluid și deci variației energiei lor cinetice, densitatea ρ va intra și ea ca o variabilă a fenomenului. Întrucât temperatura influențează densitatea, viscozitatea și viteza, ea nu intervine ca variabilă independentă în relația fizică ce se caută. Se va întocmi următoarea tabelă:

Variabilele	Simbolul	Expresia dimensională
Căderea de presiune	P/l	$ML^{-2}T^{-2}$
Diametrul conductei circulare . . .	D	L
Viteza de curgere a fluidului . . .	v	LT^{-1}
Densitatea fluidului	ρ	ML^{-3}
Viscozitatea fluidului	η	$ML^{-1}T^{-1}$

Se observă că sunt cinci variabile și trei mărimi fundamentale. Relația funcțională dintre variabile poate fi pusă deci sub forma a $5-3=2$ produse nedimensionale independente, care urmează să fie calculate. Ele pot avea forma oricăruia dintre produsele cu câte patru factori care se pot obține cu variabilele de mai sus.

Se aleg, conform metodei grupării, variabilele v , ρ și D care vor interveni în ambele produse. Primul produs independent va fi:

$$(v)^a \cdot (\rho)^b \cdot (D)^c \cdot (P/l),$$

sau cel dimensional,

$$(LT^{-1})^a \cdot (ML^{-3})^b \cdot (L)^c \cdot (ML^{-2}T^{-2}).$$

Impunând exponenților acestui produs, condiția ca produsul să fie nedimensional, se obțin între exponenți următoarele ecuații simultane:

$$\begin{aligned} \text{Pentru exponenții lui } L: & \quad a - 3b + c - 2 = 0; \\ \text{,, ,, ,, } T: & \quad -a - 2 = 0; \\ \text{,, ,, ,, } M: & \quad b + 1 = 0. \end{aligned}$$

Sistemul de mai sus este satisfăcut de rădăcinile:

$$a = -2; \quad b = -1; \quad c = 1,$$

care, înlocuite în produsul de sus, dau:

$$(v)^{-2} \cdot (\rho)^{-1} \cdot (D) \cdot (P/l), \quad \text{sau} \quad \frac{(P/l) D}{v^2 \rho},$$

care este primul produs nedimensional.

Al doilea produs nedimensional va conține variabilele: v , ρ și D , împreună cu a cincia variabilă η . Produsul independent va fi:

$$(v)^a \cdot (\rho)^b \cdot (D)^c \cdot \eta,$$

iar cel dimensional:

$$(LT^{-1})^a \cdot (ML^{-3})^b \cdot (L)^c \cdot (ML^{-1}T^{-1}).$$

Impunând și acestui produs condiția să fie nedimensional, se obțin ecuațiile simultane:

$$\begin{aligned} \text{Pentru exponenții lui } L: & a - 3b + c - 1 = 0; \\ \text{" " " } T: & -a - 1 = 0; \\ \text{" " " } M: & b + 1 = 0, \end{aligned}$$

care sunt satisfăcute de:

$$a = -1; b = -1; c = -1.$$

Substituind aceste valori, se obține produsul nedimensional independent căutat:

$$(v)^{-1} \cdot (\rho)^{-1} \cdot (D)^{-1} \cdot \eta = \frac{\eta}{Dv\rho}.$$

Se obișnuiește să se folosească această expresie, sub forma ei inversă, cunoscută în hidrodinamică sub numele de „numărul lui Reynolds”:

$$\frac{Dv\rho}{\eta}.$$

Conform teoremei π , o funcție arbitrară a celor două produse nedimensionale este egală cu o constantă:

$$f\left[\frac{(P/l)D}{v^2\rho}, \frac{Dv\rho}{\eta}\right] = \text{const.}$$

Făcând această funcție explicită în raport cu primul produs, se obține:

$$\frac{(P/l)D}{v^2\rho} = \text{const} \cdot \varphi\left(\frac{Dv\rho}{\eta}\right)$$

sau, în raport cu căderea de presiune căutată:

$$P/l = \text{const} \cdot \frac{v^2\rho}{D} \varphi\left(\frac{Dv\rho}{\eta}\right).$$

Acesta este ultimul rezultat la care conduce analiza dimensională a fenomenului, rămânând ca $\varphi\left(\frac{Dv\rho}{\eta}\right)$ și constanta care intervine în formulă să fie determinate experimental.

3. Încălzirea sau răcirea fluidelor de către peretele tuburilor prin care curg

Transmiterea căldurii α având loc prin filmul de fluid din apropierea imediată a peretelui, conductivitatea fluidului λ va fi una dintre variabilele caracteristice fenomenului. Grosimea filmului va fi influențată de viteza fluidului v ; egalizarea temperaturilor în interiorul tubului, ca și curgerea în film, vor depinde, deasemenea, de viscozitatea η și de diametrul tubului D . Așa dar α va fi influențat de căldura specifică a fluidului c_p și de densitatea lui ρ . Intrucât temperatura influențează viscozitatea, conductivitatea, căldura specifică,

viteza și densitatea, ea nu intervine ca variabilă independentă în relația căutată. Sintetizând cele de mai sus, se obține următoarea tabelă :

Variabilele	Simbolul	Expresia dimensională
Coefficientul de transmitere a căldurii	α	$MT^{-3}t^{-1}$
Viscozitatea	η	$ML^{-1}T^{-1}$
Conductivitatea	λ	$MLT^{-3}t^{-1}$
Căldura specifică	c_p	$L^2T^{-2}t^{-1}$
Viteza	v	LT^{-1}
Densitatea	ρ	ML^{-3}
Diametrul	D	L

Se observă că sunt șapte variabile și patru mărimi fundamentale (M, L, T și t). Cu acestea se pot forma $7 - 4 = 3$ expresii nedimensionale. Vor rezulta deci trei produse, având fiecare $4 + 1 = 5$ factori. Se aleg variabilele : η , λ și v comune pentru fiecare produs, a cincea variabilă fiind una dintre cele trei care au rămas. Deci :

Produsul (1) va fi $(\eta)^a \cdot (\lambda)^b \cdot (D)^c \cdot (v)^d \cdot \rho$;

Produsul (2) va fi $(\eta)^a \cdot (\lambda)^b \cdot (D)^c \cdot (v)^d \cdot \alpha$;

Produsul (3) va fi $(\eta)^a \cdot (\lambda)^b \cdot (D)^c \cdot (v)^d \cdot c_p$.

Să se caute expresia nedimensională pentru produsul (1) :

$$(ML^{-1}T^{-1})^a \cdot (MLT^{-3}t^{-1})^b \cdot (L)^c \cdot (LT^{-1})^d \cdot (ML^{-3}).$$

Din condiția de nedimensionalitate, rezultă :

$$\begin{array}{llll} \text{Pentru exponenții lui M :} & a + b + 1 & = & 0 ; \\ \text{" " " T :} & -a - 3b - d & = & 0 ; \\ \text{" " " L :} & -a + b + c + d - 3 & = & 0 ; \\ \text{" " " t :} & -b & = & 0. \end{array}$$

Aceste ecuații simultane sunt satisfăcute de :

$$a = -1 ; b = 0 ; c = 1 ; d = 1,$$

care, introduse în produsul (1), dau prima expresie nedimensională :

$$(\mu)^{-1} \cdot (\lambda)^0 \cdot (D) \cdot (v) \cdot \rho = \frac{Dv\rho}{\eta},$$

care este numărul lui Reynolds.

Expresia dimensională a produsului (2) este :

$$(ML^{-1}T^{-1})^a \cdot (MLT^{-3}t^{-1})^b \cdot (L)^c \cdot (LT^{-1})^d \cdot (MT^{-3}t^{-1}),$$

pentru care condiția de nedimensionalitate conduce la ecuațiile :

$$\begin{array}{llll} \text{Pentru exponenții lui M :} & a + b + 1 & = & 0 ; \\ \text{" " " T :} & -a - 3b - d - 3 & = & 0 ; \\ \text{" " " L :} & -a + b + c + d & = & 0 ; \\ \text{" " " t :} & -b - 1 & = & 0. \end{array}$$

Înlocuind rădăcinile acestor ecuații :

$$a = 0; b = -1; c = 1; d = 0,$$

în produsul (2), se obține a doua expresie nedimensională :

$$(\eta)^0 \cdot (\lambda)^{-1} \cdot (D)^1 \cdot (v)^0 \alpha = \frac{\alpha D}{\lambda},$$

cunoscută sub numele de numărul lui Nusselt și notată prescurtat Nu.

Pentru produsul (3) se obține expresia dimensională :

$$(ML^{-1}T^{-1})^a \cdot (MLT^{-3})^b \cdot (L)^c \cdot (LT^{-1})^d \cdot (L^2T^{-2})^e,$$

a cărei condiție de nedimensionalitate duce la ecuațiile simultane :

Pentru exponenții lui M :	$a + b$	$= 0;$
" " " T :	$-a - 3b - d - 2$	$= 0;$
" " " L :	$-a + b + c + d + 2$	$= 0;$
" " " t :	$-b - 1$	$= 0,$

de unde :

$$a = 1; b = -1; c = 0; d = 0,$$

care, înlocuite în produsul (3), dau a treia expresie nedimensională :

$$(\eta)^1 (\lambda)^{-1} \cdot (D)^0 \cdot (v)^0 \cdot c_p = \frac{\eta c_p}{\lambda},$$

cunoscută în fizică sub numele de numărul lui Prandtl și notat prescurtat Pr.

Conform teoremei π , o funcție arbitrară a acestor trei produse nedimensionale independente este egală cu o constantă :

$$f \left[\left(\frac{Dv\rho}{\eta} \right), \left(\frac{\alpha D}{\lambda} \right), \left(\frac{\eta c_p}{\lambda} \right) \right] = \text{const} \cdot \eta.$$

Ecuația de mai sus, făcută explicită în raport cu $\frac{\alpha D}{\lambda}$, dă :

$$\frac{\alpha D}{\lambda} = \text{const} \cdot \varphi \left[\left(\frac{Dv\rho}{\eta} \right), \left(\frac{\eta c_p}{\lambda} \right) \right],$$

care este forma generală a unor ecuații cunoscute în schimbul de căldură între un fluid și un perete solid.

Obținerea unor relații generale care cuprind variabilele sub forma unor produse nedimensionale reduce considerabil numărul și permite simplificarea determinărilor experimentale, necesare pentru verificarea lor și pentru stabilirea constantelor numerice care intervin în formule. Astfel, de exemplu, dacă în cazul de mai sus, al transmiterii căldurii prin film, care depinde de șapte variabile, s'ar fi studiat relația dintre acestea pentru a obține pe α , s'ar fi putut proceda în modul următor : se folosesc patru conducte cu patru diametre diferite și se observă variația lui α , menținând toate celelalte cinci variabile constante; se continuă apoi încercările, luând patru valori diferite pentru vîscozitate și menținând restul de cinci variabile constante; continuând

astfel cu fiecare dintre variabile, ar fi trebuit să se efectueze, în total, $(4)^6 = 4\,096$ încercări. Dacă, pe de altă parte, s'ar fi studiat numai relația obținută între cele trei expresii nedimensionale independente și s'ar fi decis, ca și mai înainte, să se dea fiecăreia dintre ele câte patru valori diferite, ar fi fost de efectuat numai $(4)^3 = 16$ încercări. Cifrele din exemplul de mai sus trebuie considerate ca având o valoare pur ilustrativă. În realitate, s'ar fi efectuat mai mult decât 16 experiențe pentru a stabili validitatea relației studiate.

Analiza dimensională nu dă indicații asupra variabilelor și constantelor dimensionale—care influențează un anumit fenomen. Dacă însă acestea sunt cunoscute din considerații asupra mecanismului fenomenului, teorema π a similitudinii dimensionale conduce la o relație funcțională între variabile, sub forma unor raporturi nedimensionale. Experiența rămâne criteriul final al validității relației obținute. În cazul când rezultatele experiențelor arată că fenomenul poate fi interpretat cantitativ printr'un număr mai mic de variabile decât cel indicat de formula finală, aceasta înseamnă că analiza dimensională a fost bazată pe unii factori care nu au nicio influență asupra fenomenului. Se întâmplă uneori că însăși analiza dimensională elimină unele variabile, cum a fost cazul densității, în exemplul 1. Dacă, din contra, observațiile experimentale conduc la o funcție mai complicată, aceasta înseamnă că în premisele analizei dimensionale s'a neglijat introducerea unor variabile care au un efect determinant asupra fenomenului. În astfel de cazuri, analiza trebuie refăcută, introducând și factorii omiși.

Inconvenientul cel mai important al analizei dimensionale constă în faptul că nu dă nicio indicație asupra naturii funcționale a raporturilor nedimensionale și nu permite să se tragă nicio concluzie asupra importanței relative a acestora. Precizează însă categoric expresia raporturilor nedimensionale, contribuind prin aceasta la simplificarea considerabilă a încercărilor experimentale. Astfel, exemplul 2 arată că φ este o funcție unică a grupului $(D\nu\rho/\eta)$. Cu alte cuvinte, dacă se fac determinări experimentale, ceea ce este important nu este variația mărimilor individuale D , ν , ρ , și η , ci variația grupului întreg sau, dacă se reprezintă grafic $\varphi(D\nu\rho/\eta)$, față de $(D\nu\rho/\eta)$, punctele obținute vor fi așezate toate pe o singură curbă.

În lucrările de inginerie chimică are o deosebită importanță o altă aplicație a analizei dimensionale, care permite studiul fenomenelor pe scară industrială, din studiul modelelor. În adevăr, corolarele analizei dimensionale constituie un mijloc simplu și sigur, de a corela datele obținute în condiții variate de lucru și de a extrapola rezultatele experiențelor. Modelele pot fi întrebuințate pentru a obține informații asupra dimensiunilor instalațiilor industriale în lucrările de proiecte și, deasemenea, pentru a determina efectele cantitative produse de variația tuturor factorilor care definesc condițiile de lucru.

Exemplu. Să se calculeze căderea de presiune pe unitatea de lungime, încercată în curgerea țiteiului ($\rho = 820$; $\eta = 0,01$), printr'o conductă circulară orizontală cu diametrul de 0,1 m, la o viteză de curgere de 2 m/s.

Pentru aceasta, se presupune, că se face experiența cu același lichid, pe un model, întrebuințând o conductă din același material, dar cu diametrul de numai 2 cm. Prin analiza dimensională se ajunge la relația dintre două produse nedimensionale:

$$\frac{P}{l} \cdot \left(\frac{D}{\nu^2 \rho} \right) = \text{const.} \cdot \left(\frac{D\nu\rho}{\eta} \right).$$

Evident, dacă valoarea numerică a uneia dintre expresiile nedimensionale este identică, în experiențele pe model și la scara industrială, și valoarea celeilalte expresii va fi identică pentru amândouă dispozitivele. Se notează cu indicele m valoarea

variabilelor în experiențele pe model. Deoarece nu se cunoaște variația funcției $\varphi(Dv\rho/\eta)$, experiențele vor fi făcute astfel, încât valoarea numerică a raportului $(Dv\rho/\eta)$ să fie egală în ambele dispozitive. Pentru condițiile din instalația industrială :

$$\frac{Dv\rho}{\eta} = \frac{0,1 \cdot 2 \cdot \rho}{\eta}$$

iar pentru model :

$$\frac{D_m v_m \rho_m}{\eta_m} = \frac{0,02 v_m \rho_m}{\eta_m}$$

(întrucât se întrebuințează același lichid, la aceeași temperatură și presiune, $\eta = \eta_m$ și $\rho = \rho_m$). Din egalitatea acestor raporturi rezultă :

$$0,02 v_m = 0,2$$

sau

$$v_m = 10.$$

Cu alte cuvinte, viteza de curgere a fluidului din model trebuie să fie de cinci ori mai mare decât în instalația care se proiectează.

$$\frac{Dv\rho}{\eta} \text{ fiind egal cu } \frac{D_m v_m \rho_m}{\eta_m}, \text{ rezultă că și } \varphi\left(\frac{Dv\rho}{\eta}\right) = \varphi\left(\frac{D_m v_m \rho_m}{\eta_m}\right)$$

și deci

$$(P/l) \cdot \frac{D}{v^2 \eta} = (P/l)_m \cdot \frac{D_m}{v_m^2 \eta_m}$$

Înlocuind valorile numerice, se obține :

$$(P/l) \cdot \frac{0,1}{2^2 \cdot \rho} = (P/l)_m \cdot \frac{0,02}{10^2 \cdot \rho}$$

de unde :

$$(P/l) = \frac{1}{125} (P/l)_m$$

Căderea de presiune în instalație va fi deci de 125 de ori mai mică decât aceea determinată experimental cu modelul, în condițiile specificate. Se modifică acum condițiile încercărilor pe model, pentru a ajunge la o scară mai mare. Pentru aceasta, experiențele vor fi făcute cu un alt lichid, mai potrivit scopului, de exemplu în cazul de față, apa ($\rho = 1\,000$; $\eta = 0,001$). Ca și mai înainte :

$$\frac{Dv\rho}{\eta} = \frac{0,1 \cdot 2 \cdot 0,820}{0,01} \text{ și } \frac{D_m v_m \rho_m}{\eta_m} = \frac{0,02 \cdot v_m \cdot 1\,000}{0,001}$$

care, egale, dau $v_m = 0,82$, și, mai departe :

$$(P/l) \cdot \frac{0,1}{2^2 \cdot 820} = (P/l)_m \cdot \frac{0,02}{(0,82)^2 \cdot 1\,000}$$

de unde :

$$(P/l) = \frac{1}{1,025} \cdot (P/l)_m ;$$

rezultă deci un raport de 1 : 1,025 pentru P/l .

Se poate studia, așa dar, căderea de presiune a țiteiului printr'o conductă industrială, din încercări făcute pe un model, întrebuintând ca lichid apa.

Procedeul de mai sus are o validitate generală. El arată calea ce trebuie urmată pentru a studia, cu modele, influența variației oricăruia dintre factorii care definesc un fenomen asupra variabilei care interesează în particular.

II. BILANȚUL MATERIALELOR

GENERALITĂȚI

Conducerea rațională a unei fabricații presupune cunoașterea circulației materialelor (fluxul de materiale) prin fazele procesului tehnologic. În fiecare

operație, materialele sunt supuse la transformări mecanice, fizice sau chimice, în care proprietățile sau cantitățile relative sau absolute ale lor se schimbă. Reprezentarea grafică a acestor transformări este *graficul circulației materialelor*. În fig. 1 este dat, ca exemplu, *graficul circulației materialelor în două din fazele procesului de hidrogenare a cărbunilor*.

Această secțiune conține datele și metodele generale care servesc la cunoașterea circulației materialelor și la rezolvarea unor probleme mai restrânse sau speciale în legătură cu materialele.

Circulația materialelor se cunoaște făcând bilanțul materialelor în punctele sau în regiunile instalației unde intervin schimburi de materiale.

Bilanțul materialelor este expresia principiului conservării materiei și se definește prin relația :

$$\begin{array}{l} \text{materiale} \\ \text{intrate} \end{array} + \begin{array}{l} \text{materiale} \\ \text{existente} \end{array} = \begin{array}{l} \text{materiale} \\ \text{ieșite} \end{array} + \begin{array}{l} \text{materiale} \\ \text{rămase} \end{array} \quad (1)$$

Toate cantitățile de materiale se exprimă prin greutatea lor sau prin debitele gravimetrice (nu în volumele lor sau prin debitele volumetrice).

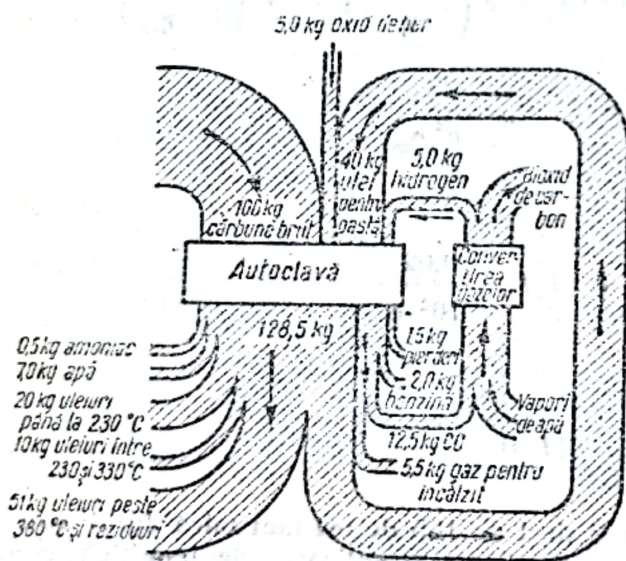


Fig. 1. Graficul circulației materialelor pentru hidrogenarea cărbunilor.

Bilanțul total de materiale este definit de relația (1), aplicată la o întreagă instalație sau fabricație și la toate materialele care intervin în procesul tehnologic.

Bilanțuri parțiale. Afară de bilanțul total de materiale se mai poate întocmi o varietate dublă de bilanțuri parțiale, în care relația (1) se referă: a) numai la o parte din instalație (de exemplu la un singur aparat sau la un element dintr'un aparat), în care caz zona pentru care se aplică relația (1) trebuie delimitată, sau b) numai la un singur material (o substanță simplă sau un component al unui amestec).

Următorul exemplu precizează noțiunile de bilanț general și bilanțuri parțiale:

O instalație pentru distilarea cărbunelui este compusă dintr'un cuptor în care, prin arderea unei cantități de cocs, se încălzește cărbunele dintr'o retortă; se obține astfel cocs, care rămâne în retortă, gudron și apă, care trec într'o aparatură de condensare, și gaze combustibile.

A. Pentru întocmirea *bilanțului total* de materiale se introduc în ecuația (1) greutatea, respectiv debitele gravimetrice ale următoarelor materiale, pentru un anumit interval de timp (o zi, o oră sau timpul cât durează prelucrarea unei încărcături):

Materiale intrate în instalație: cocs, în focar; aer pentru combustie; apă (rece) de răcire pentru condensarea gudroanelor.

Materiale existente în instalație: cărbune în retortă.

Materiale ieșite din instalație: gaze de ardere; apă (caldă) de răcire dela condensarea gudroanelor; gaze combustibile dela distilare.

Materiale rămase în instalație: cocs (în retortă); gudron; apă condensată (din distilarea cărbunelui); cenușă (în focar).

B. Pentru *bilanțul parțial de materiale numai pentru retortă* intervin următoarele greutăți sau debite gravimetrice:

Materiale intrate în retortă: nu sunt.

Materiale existente în retortă: cărbune.

Materiale ieșite din retortă: produse de distilare (gaze combustibile, vapori de gudron și vapori de apă).

Materiale rămase în retortă: cocs.

C. Pentru *bilanțul parțial al carbonului în întreaga instalație* intervin:

Carbon intrat în instalație: carbon în cocsul introdus în focar pentru ardere.

Carbon existent în instalație: carbon în cărbunele din retortă.

Carbon ieșit din instalație: carbon (ca CO și CO_2) în gazele de ardere; carbon (ca CO , CH_4 , etc.) în gazele de distilare.

Carbon rămas în instalație: carbon în cocsul din retortă; carbon în gudronul condensat; carbon în cenușa din focar (cărbune nears).

D. Pentru *bilanțul parțial al carbonului în retortă* intervin:

Carbon intrat în retortă: inexistent.

Carbon existent în retortă: carbon în cărbunele din retortă.

Carbon ieșit din retortă: carbon în produsele de distilare (gaze combustibile, vapori de gudron).

Carbon rămas în retortă: carbon în cocsul din retortă.

Întocmirea bilanțului de materiale sau a graficului de circulație a materialelor prezintă uneori dificultăți, mai ales când intervin gaze. În exemplul precedent, greutatea carbonului din cenușă trebuie determinată prin analiză chimică cantitativă; pentru determinarea greutății aerului introdus pentru ardere și a gazelor de ardere nu există mijloace directe obișnuite.

De aici rezultă utilitatea principală a bilanțului de materiale: relațiile corespunzătoare bilanțului total sau bilanțurilor parțiale sunt tot atâtea ecuații din care se pot deduce tocmai cantitățile care nu pot fi măsurate direct și care sunt necesare, fie pentru cunoașterea circulației materialelor, fie pentru dimensionarea instalațiilor.

Bilanțul total de materiale este definit de relația (1), aplicată la o întreagă instalație sau fabricație și la toate materialele care intervin în procesul tehnologic.

Bilanțuri parțiale. Afară de bilanțul total de materiale se mai poate întocmi o varietate dublă de bilanțuri parțiale, în care relația (1) se referă : a) numai la o parte din instalație (de exemplu la un singur aparat sau la un element dintr'un aparat), în care caz zona pentru care se aplică relația (1) trebuie delimitată, sau b) numai la un singur material (o substanță simplă sau un component al unui amestec).

Următorul exemplu precizează noțiunile de bilanț general și bilanțuri parțiale :

O instalație pentru distilarea cărbunelui este compusă dintr'un cuptor în care, pînă arderea unei cantități de cocs, se încălzește cărbunele dintr'o retortă ; se obține astfel cocs, care rămâne în retortă, gudron și apă, care trec într'o aparatură de condensare, și gaze combustibile.

A. Pentru întocmirea *bilanțului total* de materiale se introduce în ecuația (1) greutatea, respectiv debitele gravimetrice ale următoarelor materiale, pentru un anumit interval de timp (o zi, o oră sau timpul cât durează prelucrarea unei încărcături) :

Materiale intrate în instalație : cocs, în focar ; aer pentru combustie ; apă (rece) de răcire pentru condensarea gudroanelor.

Materiale existente în instalație : cărbune în retortă.

Materiale ieșite din instalație : gaze de ardere ; apă (caldă) de răcire de la condensarea gudroanelor ; gaze combustibile de la distilare.

Materiale rămase în instalație : cocs (în retortă) ; gudron ; apă condensată (din distilarea cărbunelui) ; cenușă (în focar).

B. Pentru *bilanțul parțial de materiale numai pentru retortă* intervin următoarele greutăți sau debite gravimetrice :

Materiale intrate în retortă : nu sunt.

Materiale existente în retortă : cărbune.

Materiale ieșite din retortă : produse de distilare (gaze combustibile, vapori de gudron și vapori de apă).

Materiale rămase în retortă : cocs.

C. Pentru *bilanțul parțial al carbonului în întreaga instalație* intervin :

Carbon intrat în instalație : carbon în cocsul introdus în focar pentru ardere.

Carbon existent în instalație : carbon în cărbunele din retortă.

Carbon ieșit din instalație : carbon (ca CO și CO_2) în gazele de ardere ; carbon (ca CO , CH_4 , etc.) în gazele de distilare.

Carbon rămas în instalație : carbon în cocsul din retortă ; carbon în gudronul condensat ; carbon în cenușa din focar (cărbune nears).

D. Pentru *bilanțul parțial al carbonului în retortă* intervin :

Carbon intrat în retortă : inexistent.

Carbon existent în retortă : carbon în cărbunele din retortă.

Carbon ieșit din retortă : carbon în produsele de distilare (gaze combustibile, vapori de gudron).

Carbon rămas în retortă : carbon în cocsul din retortă.

Întocmirea bilanțului de materiale sau a graficului de circulație a materialelor prezintă uneori dificultăți, mai ales când intervin gaze. În exemplul precedent, greutatea carbonului din cenușă trebuie determinată prin analiză chimică cantitativă ; pentru determinarea greutății aerului introdus pentru ardere și a gazelor de ardere nu există mijloace directe obișnuite.

De aici rezultă utilitatea principală a bilanțului de materiale : relațiile corespunzătoare bilanțului total sau bilanțurilor parțiale sunt tot atâtea ecuații din care se pot deduce tocmai cantitățile care nu pot fi măsurate direct și care sunt necesare, fie pentru cunoașterea circulației materialelor, fie pentru dimensionarea instalațiilor.

dm. 185912

Sunt puține reguli generale pentru întocmirea bilanțurilor de materiale din cât mai puține și mai expeditiv măsurători directe sau determinări experimentale. Studiul atent al problemei arată drumul cel mai potrivit care trebuie urmat în calcule. Următoarele recomandări generale vor ajuta la rezolvarea problemelor :

1. Analiza materialelor este de multe ori mai expeditivă — în special la gaze — decât măsurarea cantităților.

2. Pentru calculele în care intervin materiale care suferă schimbări sau intră în diferite amestecuri, se vor raporta toate cantitățile la unul din materiale (sau chiar la un radical chimic sau la un element chimic) care se regăsește cantitativ, după schimbarea fizică sau chimică.

3. Pentru a obține o precizie bună, se recomandă ca acest material de bază să fie în cantitate cât mai mare.

4. Pentru soluții sau amestecuri a căror concentrație variază în cursul unui proces, este recomandabil să se raporteze ceilalți componenți la un component care este în cantitate mai mare. De exemplu, pentru aerul umed, umiditatea se raportează la un kilogram de aer (uscat).

CALCULUL STOECHIOMETRIC

Stoechiometria se ocupă cu compoziția cantitativă a compuşilor chimici și cu proporțiile în care au loc combinațiile dintre substanțe.

Stoechiometria se bazează pe teoria atomică a materiei și, deci, pe legile fundamentale ale chimiei : legea conservării materiei, legea proporțiilor definite, legea proporțiilor multiple și legea lui Avogadro.

1. Compoziția cantitativă a compuşilor chimici

Pentru rezolvarea problemelor de stoechiometrie trebuie să se cunoască : formula chimică a compusului și greutatea atomică a elementelor componente.

Formula chimică. Pentru efectuarea calculului stoechiometric este necesar să se cunoască numărul relativ al atomilor de fiecare element component : pentru unele substanțe se cunoaște precis numărul absolut al atomilor din moleculă [de exemplu gazele simple : hidrogen, azot, oxigen, etc. au molecula biatomică, până la temperaturile la care începe să se producă disociația termică ; pentru alte substanțe nu se cunoaște numărul absolut al atomilor din moleculă dar se cunoaște numărul lor relativ [de exemplu se știe că în molecula celulozei, raportul dintre numărul atomilor de carbon, hidrogen și oxigen este 6 : 10 : 5, dar nu se cunoaște valoarea lui x din formula $(C_6H_{10}O_5)_x$].

În calculele stoechiometrice molecula se consideră așa cum este dată de formula chimică brută curentă. Astfel, pentru gazele simple : hidrogen, azot, oxigen, clor, formula brută se scrie cu doi atomi : H_2 , N_2 , O_2 , Cl_2 .

Greutatea atomică este greutatea relativă a atomului unui element chimic față de greutatea atomului de oxigen, a cărui greutate este considerată egală cu 16,0000. În tabela greutăților atomice, (Vol. I, p. 2), este dată greutatea atomică a elementelor chimice.

Cunoscând formula chimică și greutățile atomice, se poate determina procentul al unui element, sau al unui grup de atomi care intră în constituția compusului, după relația :

$$X \% = 100 \frac{n_x a_x}{\sum n_i a_i} \quad (2)$$

în care :

- X este procentul (de greutate) al elementului x în compus ;
 n_x — numărul atomilor de element x în compus ;
 a_x — greutatea atomică a elementului x ;
 n_i — numărul atomilor de element i în compus ;
 a_i — greutatea atomică a elementului i ;
 $\sum n_i a_i$ — sumă pentru toate elementele care intră în constituția compusului.

Exemplu. Să se determine compoziția procentuală a apei în hidrogen și oxigen.

$$\text{Oxigen \%} = 100 \cdot \frac{1 \cdot 16,0000}{2 \cdot 1,0080 + 1 \cdot 16,0000} = 100 \cdot \frac{16,0000}{18,0160} = 88,82 \%$$

$$\text{Hidrogen \%} = 100 \cdot \frac{2 \cdot 1,0080}{2 \cdot 1,0080 + 1 \cdot 16,0000} = 100 \cdot \frac{2,0160}{18,0160} = 11,18 \%$$

Verificare 100,00.

Atom-gram este cantitatea dintr'un element chimic egală cu greutatea lui atomică (tabela 1, Vol. I. p. 2) exprimată în grame.

Exemple : un atom-gram de clor reprezintă 35,457 g clor ;

un atom-gram de sulf reprezintă 32,06 g sulf ;

85 g clor reprezintă $85 : 35,457 = 2,397$ atomi-gram clor ;

100 g oxigen reprezintă $100 : 16,0000 = 6,250$ atomi-gram oxigen.

Greutatea moleculară este suma greutăților atomice ale tuturor atomilor din moleculă = $\sum n_i a_i$.

Mol-gram sau, prescurtat, *mol*, este cantitatea dintr'o substanță chimică egală cu greutatea ei moleculară, exprimată în grame.

Exemple : un mol de clor este egal cu $2 \times 35,457 = 70,914$ g clor ;

un mol de acid sulfuric este egal cu 98,04 g acid sulfuric ;

150 g H_2SO_4 reprezintă $150 : 98,04 = 1,53$ moli H_2SO_4 ¹⁾.

Kilogram-mol sau *kilomol* (prescurtat kmol) este o cantitate egală cu 1 000 moli-gram.

Volumul molar este volumul ocupat de un mol de gaz. După legea lui Avogadro, volumul molar nu depinde de natura gazului.

Volumul molar variază cu presiunea și cu temperatura, astfel :

a) în condiții fizice normale (760 mm col. Hg și 0°C), volumul molar este 22,4145 dm³/mol ;

b) în condiții tehnice normale (735,56 mm col. Hg și 20°C), volumul molar este 24,854 dm³/mol.

În problemele practice curente se obișnuiește să se considere gazele reale drept gaze ideale.

Deoarece volumul unui gaz variază cu presiunea și cu temperatura, este necesar să se indice totdeauna condițiile în care se găsește gazul. Când gazul se

¹⁾ Indicarea unei substanțe chimice numai prin numele ei poate produce confuzii : acidul sulfuric poate fi pur sau în soluție ; o sare poate fi cristalizată, anhidră sau parțial deshidratată. De aceea se recomandă să se indice un compus prin formula lui chimică sau în orice alt mod care să nu lase nicio îndoială asupra compoziției, concentrației în substanță activă sau a altor caracteristici necesare pentru studiul problemei tratate.

găsește în condiții fizice normale se obișnuiește să se adauge litera *N* după unitatea în care este măsurat gazul; de exemplu: 230 dm³N, 20 m³N, 22,41 dm³N/mol (să nu se confunde *N* cu azot N₂).

Deoarece volumul molar este practic același pentru toate gazele, este preferabil să se lucreze — mai ales în calculele la presiune și la temperatură constantă — cu volume de gaz, și nu cu greutatea.

Ca și volumul molar, multe proprietăți fizice sunt exprimate în forme mult mai simple, când acestea se referă la cantități molare; de exemplu: căldurile (specifice) molare, căldurile latente molare, etc. Aceleași proprietăți nu par că urmează o lege generală simplă, dacă se referă la unitatea de greutate.

Cu ajutorul corespondenței simple dintre *mol* și *volumul molar* se poate trece ușor — pentru gaze — dela greutatea la volume și invers.

Exemplu. Să se calculeze greutatea a 10 m³ amoniac gazos în condiții fizice normale.

Știind că greutatea volumului molar (22,41 dm³N/mol) este egală cu 17,032 g, rezultă că greutatea a 10 m³ de amoniac este:

$$\frac{10 \cdot 1\,000}{17,032} = 7\,591 \text{ g}$$

Exemplu. Să se calculeze greutatea specifică a oxigenului în condiții fizice normale.

Știind că un mol de oxigen (2 · 16,0000 = 32,0000 g/mol) ocupă un volum egal cu volumul molar, greutatea specifică = $\frac{\text{greutatea}}{\text{volum}} = \frac{32,0000}{22,41} = 1,428 \text{ g/dm}^3$ sau kg/m³.

Greutatea specifică a oxigenului în condiții fizice normale și la 45° latitudine, măsurată experimental, este 1,42893 g/dm³, deci foarte apropiată de cea calculată.

Echivalenți. Când mai multe substanțe reacționează analog, nu este totdeauna necesară cunoașterea cantității fiecărei substanțe care intervine, ci adeseori este suficient dacă se cunoaște comportarea lor globală. De exemplu, în cazul problemelor referitoare la duritatea apei ¹⁾ nu este nevoie să se cunoască exact conținutul apei în fiecare dintre substanțele care determină duritatea, ci este suficient dacă se cunoaște cantitatea de oxid de calciu care ar avea același efect ca toate sărurile de calciu și magneziu din apă, adică efectul total la care fiecare substanță contribuie prin cantitatea sa echivalentă; duritatea se determină după cantitatea unei soluții de săpun de concentrație cunoscută, care precipită sărurile de calciu și magneziu din apa cercetată.

Echivalentul chimic (greutatea echivalentă sau numai *echivalentul*) al unui element este numărul care arată câte grame din acel element se combină sau înlocuiesc 1 atom-gram de hidrogen (1,008 g) în combinațiile sale. Deci echivalentul unui element arată cantitatea din acel element care reacționează cu echivalenții chimici ai altor elemente.

Echivalent-gram sau, mai simplu, *val*, este echivalentul chimic, exprimat în grame. Un *milival* (prescurtat *mval*) = 1/1 000 val.

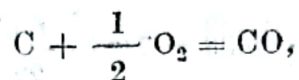
¹⁾ Efectele durității apei: crustele formate în cazanele de abur, formarea săpunurilor insolubile, îmbăcsirea țesăturilor, înmuiera mai lentă a legumelor la fierbere, etc., sunt datorite cantităților de săruri de calciu și de magneziu din apă: bicarbonat de calciu, sulfat de calciu, clorură de calciu, bicarbonat de magneziu, sulfat de magneziu, clorură de magneziu, etc.

O aplicație curentă a echivalenților se face în chimia analitică, unde soluțiile titrate se prepară astfel, încât să conțină un număr cunoscut de echivalenți la litrul de soluție; ele reacționează cu cantități echivalente din substanța căutată prin titrare.

Folosirea cantităților molare este, în general, preferabilă folosirii echivalenților.

2. Proporțiile de substanțe cu care au loc reacțiile chimice

O reacție chimică reprezentată printr-o egalitate, de exemplu :



arată :

a) Ce substanțe intră în reacție — *reactanții* — și care sunt *produsele* reacției : carbonul și oxigenul sunt reactanții, iar oxidul de carbon este produsul reacției.

b) Cantitățile relative (proporțiile) de substanțe care intervin în reacție : reacțiile chimice au loc între cantități molare indicate prin formulele chimice sau prin multiplii lor, notați prin coeficienți; în exemplul ales, 1 mol (12 g) de carbon reacționează cu 1/2 mol (16 g) de oxigen pentru a produce 1 mol (28 g) de oxid de carbon.

c) Volumele relative ale reactanților și produselor în stare gazoasă (substanțele lichide și solide au volum neglijabil față de cele gazoase) : un mol de substanță corespunde unui volum molar; în exemplul de mai sus, 1/2 volume de oxigen produc un volum de oxid de carbon.

d. Energiile care intervin (v. secțiunea Bilanțul termic).

Exemplu. Cât praf de aluminiu trebuie adăugat la 5 kg magnetită pentru a obține un amestec aluminotermic care să reacționeze după reacția :



Dacă la 3 moli (3 · 231,55 g) Fe_3O_4 , corespund 8 moli (8 · 26,97 g) aluminiu, atunci la 5 kg Fe_3O_4 = (5 000 : 231,55) moli Fe_3O_4 , vor corespunde :

$$X_{\text{Al}} = \frac{\frac{5\,000}{231,55} \cdot 8 \cdot 26,97}{3} = 5\,000 \cdot \frac{8 \cdot 26,97}{3 \cdot 231,55} = 1\,553 \text{ g aluminiu}.$$

Generalizând, rezultă relația :

$$X_A = X_B \cdot \frac{a M_A}{b M_B} \quad (3)$$

în care :

- X_A este cantitatea din substanța A care corespunde la
- X_B — cantitatea din substanța B (reactant sau produs);
- a — coeficientul stoechiometric al substanței A în reacție;
- b — coeficientul stoechiometric al substanței B în reacție;
- M_A — greutatea moleculară a substanței A;
- M_B — greutatea moleculară a substanței B.

Relația (3) este valabilă și când una sau ambele cantități X_A și X_B sunt date sau cerute în volume, dacă în locul greutății moleculare respective se introduce volumul molar.

Exemplu. Cât zinc este necesar pentru a obține 3 m³N hidrogen, după reacția :



Știind că un mol de zinc (65,38 g) produce un mol (22,41 dm³N) de hidrogen, rezultă că, pentru 3 000 dm³N hidrogen $\left(\frac{3\,000}{22,41} \text{ moli}\right)$, va fi necesar :

$$X_{\text{Zn}} = \frac{3\,000}{22,41} \cdot 65,38 = 3\,000 \cdot \frac{65,38}{22,41} = 8\,751 \text{ g zinc.}$$

3. Calculul stoechiometric aplicat la cazuri practice reale

Calculul stoechiometric aplicat la cazuri practice reale este mai complicat decât cel precedent, în care substanțele erau considerate chimic pure, iar reacția decurgea conform ecuației teoretice. Complicațiile sunt provocate de : a) impuritatea reactanților ; b) excesul de reactanți ; c) gradul de transformare.

a) Impuritatea reactanților. Toate materialele care intervin în reacțiile tehnice nu sunt pure. După cum conține cantități mai mari sau mai mici de substanțe străine, substanța care interesează este amestecată sau impurificată. Substanțele străine pot fi active sau inerte, după cum intervin sau nu în reacția principală sau în reacții secundare. De exemplu, azotul din aer este un gaz inert la temperaturi obișnuite, dar reacționează cu oxigenul la temperaturi înalte.

Correspondența dintre cantitatea de substanță pură și impură este dată de relația :

$$Y = X \frac{100}{100 - y} = X \frac{100}{x} \quad (4)$$

în care :

X este cantitatea de substanță pură corespunzând la
 Y — cantitatea de substanță impură ;
 x — procentul de substanță pură ;
 y — procentul de substanțe străine.

Exemplu. Cât carbid tehnic conținând 82 % CaC_2 este necesar pentru a obține 500 l acetilenă ?

După reacția $\text{CaC}_2 + 2\text{H}_2\text{O} = \text{Ca(OH)}_2 + \text{C}_2\text{H}_2$ rezultă că pentru 1 mol (22,41 dm³N) acetilenă este nevoie de 1 mol (64,10 g) carbid pur. După ecuația (3), pentru 500 l N acetilenă este nevoie de :

$$X_A = 500 \cdot \frac{64,10}{22,41} = 1\,429 \text{ g carbid pur}$$

iar, după ecuația (4)

$$Y_A = 1\,429 \cdot \frac{100}{82} = 1\,743 \text{ g carbid de 82 \%}$$

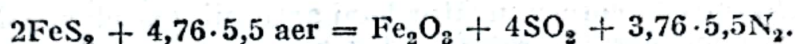
În numeroase probleme intervine aerul ca amestec de oxigen și azot a cărui compoziție, pentru calcule tehnice, este :

	In volume	In greutate (masă)
Azot	79%	77%
Oxigen	21%	23%
Azot/Oxigen	3,76	3,35
Aer/Oxigen	4,76	4,35

Exemplu. Să se calculeze aerul necesar pentru arderea unei tone de pirită.
Arderea pirităi în oxigen :



Arderea pirităi în aer :



Aerul necesar :

$$\begin{aligned} &= 4,76 \cdot 5,5 \text{ moli aer/2 moli pirită;} \\ &= 4,76 \cdot 5,5 \cdot 22,41 \text{ l N aer/2} \cdot 120 \text{ g pirită;} \\ &= 2440 \text{ m}^3\text{N aer/t pirită.} \end{aligned}$$

b) **Exces de reactanți.** Concentrațiile finale ale unei reacții pot fi influențate în mod favorabil prin introducerea unui reactant în exces. De exemplu, concentrațiile finale ale reacției : $\text{CO} + \text{H}_2\text{O} = \text{CO}_2 + \text{H}_2$ sunt dependente între ele prin relația constantei de echilibru $K = (\text{CO}_2)(\text{H}_2) : (\text{CO})(\text{H}_2\text{O})$. Concentrația finală a oxidului de carbon poate fi micșorată (reacția se face deobicei în scopul de a elimina oxidul de carbon dintr'un amestec gazos), dacă se adaugă un exces de vapori de apă.

Excesul de reactant este avantajos și în cazul când, din cauza amestecării insuficiente, un reactant prețios poate să nu reacționeze în întregime (de exemplu arderea cărbunelui).

Reactantul care, stoechiometric, se găsește în cantitatea cea mai mică, se numește *reactant limitativ*.

Excesul unui reactant se exprimă prin procentul excesului, față de cantitatea corespunzătoare, stoechiometric, cantității de reactant limitativ :

$$\text{Exces } \% = 100 \cdot \frac{E}{L} = 100 \cdot \frac{I - L}{L} = 100 \left(\frac{I}{L} - 1 \right) \quad (5)$$

unde :

L este cantitatea corespunzătoare, stoechiometric, cantității de reactant limitativ;
 I — cantitatea inițială;
 E — excesul $= I - L$.

Exemplu. Pentru epurarea apei cu materiale schimbătoare de ioni se recomandă ca, la regenerarea schimbătorului de ioni, să se întrebuițeze o cantitate de clorură de sodiu de 6,5 ori mai mare decât greutatea oxidului de calciu (sau greutatele echivalente de săruri de calciu și magneziu care au fost eliminate din apă). Să se găsească excesul de reactiv.

Reacția de regenerare : $\text{PCa} + 2\text{NaCl} \rightarrow \text{PNa}_2 + \text{CaCl}_2$ (P fiind o notație pentru materialul schimbător de ioni).

După reacție, 2 moli NaCl (2·58,5 g) corespund la 1 atom-gram Ca sau la 1 mol CaO (56 g).

Reactantul limitativ este oxidul de calciu.

$$L = 2 \cdot 58,5 : 56 = 2,09 \text{ g NaCl/g CaO};$$

$$I = 6,5 \text{ g NaCl/g CaO}.$$

$$\text{Excesul [după ecuația (5)]} = 100 \left(\frac{6,5}{2,09} - 1 \right) = 211 \%$$

În cazul special al aerului pentru combustie se folosesc următoarele notații:

ε — indicele excesului de aer = cantitatea reală de aer / cantitatea teoretică de aer;

$$\eta = 1/\varepsilon - \text{factorul aerului};$$

$$n = \varepsilon - 1 - \text{excesul de aer}.$$

c) **Gradul de transformare.** Pentru fiecare reacție și temperatură se stabilește un echilibru — corespunzător legii acțiunii maselor — între concentrația produselor și concentrația reactanților rămași netransformați. Din punct de vedere teoretic, nicio reacție nu transformă întreaga cantitate de reactanți în produse.

Amestecarea defectuoasă a reactanților, timpul insuficient de reacție, răcirea reactanților pe suprafețe reci înainte de a intra în reacție, contribuie deasemenea, în mare măsură, la micșorarea gradului de transformare.

Pentru o reacție, gradul de transformare este procentul reactantului limitativ transformat în produsul voit, față de întreaga cantitate de reactant limitativ.

$$\text{Gradul de transformare} = 100 \cdot \frac{T}{L} = 100 \cdot \frac{L - N}{L} = 100 \left(1 - \frac{N}{L} \right) \quad (6)$$

unde:

L este cantitatea inițială de reactant limitativ;

T — cantitatea de reactant limitativ transformat în produs, conform reacției;

$N = L - T$ — cantitatea de reactant limitativ netransformat.

Exemplu. În cenușa unei pirite care conține 40,0 % sulf se mai găsește, după ardere, 3,2 % sulf. Să se determine gradul de transformare al reacției de ardere. Se consideră, că afară de pirită, minereul conține numai gangă.

În produsul inițial:

Sulf $L = 40 \%$

Fier $40 \cdot \frac{56}{64} = 35 \%$

Gangă $= 25 \%$
100 %

În produsul final, notând cu N cantitatea de sulf rămasă netransformată din 100 kg minereu inițial:

Sulf N

Fier (netransformat) $\frac{56}{64} N$

Fe_2O_3 $\left(35 - \frac{56}{64} N \right) \frac{160}{112}$

Gangă 25

Punând condiția că N reprezintă 3,2 %, rezultă :

$$\frac{100}{N + \frac{56}{64} N + \left(35 - \frac{56}{64} N \right) \frac{160}{112} + 25} = 3,2$$

de unde :

$$N = 2,45 \text{ kg};$$

$$L = 40 \text{ kg};$$

$$T = L - N = 37,55 \text{ kg}.$$

$$\text{Gradul de transformare} = 100 \frac{T}{L} = \frac{37,55}{40} \cdot 100 = 93,8 \%$$

STAREA GAZELOR

GAZE IDEALE SAU GAZE PERFECTE

Gaze ideale sau gaze perfecte sunt gazele definite prin următoarele ipoteze :

- moleculele gazului sunt sfere perfect elastice;
- volumul propriu al moleculelor este nul;
- nu există forțe intermoleculare.

Cu aceste condiții, teoria cinetică a gazelor ajunge la rezultatul verificat experimental și cunoscut sub numirea de *legea gazelor perfecte* :

$$pV = RT \quad (7)$$

în care :

- p este presiunea la care se găsește gazul;
- V — volumul molar al gazului;
- T — temperatura absolută a gazului;
- R — constanta (universală) a gazelor.

Pentru un volum oarecare, v , în care sunt n moli de gaz : $pv = nRT$.
In funcție de unitățile în care se exprimă p , v și T , valoarea numerică a constantei R este diferită ; astfel :

$$R = 82,06 \text{ Atm cm}^3/\text{mol} \cdot \text{grd}.$$

$$R = 84,79 \text{ kgf. cm/mol} \cdot \text{grd}.$$

$$R = 0,848 \text{ kgf. m/mol} \cdot \text{grd}.$$

$$R = 1,9867 \text{ cal/mol} \cdot \text{grd}.$$

În tehnică se obișnuiește să se considere ecuația (7) nu pentru un mol (V = volumul molar), ci pentru 1 kg gaz ; atunci, v = volumul specific = volumul molar $\times 1000/M$, unde M este greutatea moleculară a gazului.

În acest caz :

$$R = \frac{848}{M} \text{ m/grd.} \quad (8)$$

De exemplu, pentru oxigen ($M = 32,0000$) :

$$R_{O_2} = \frac{848}{32} = 26,5 \text{ m/grd.} \quad (9)$$

a) Reducerea volumului la condiții fizice normale se face cu ajutorul ecuației (10) dedusă din (7):

$$V_0 = V \frac{p}{760} \cdot \frac{273,1}{273,1 + t} \quad \text{sau} \quad V_0 = V f \quad (10)$$

în care :

V_0 este volumul, în condiții fizice normale, în aceleași unități ca și V ;

V — volumul măsurat la presiunea p ;

p — presiunea, în mm col. Hg;

t — temperatura, în $^{\circ}\text{C}$;

f — $273,1 p / [760 (273,1 + t)] =$ factor de reducere (v. nomograma din fig. 2).

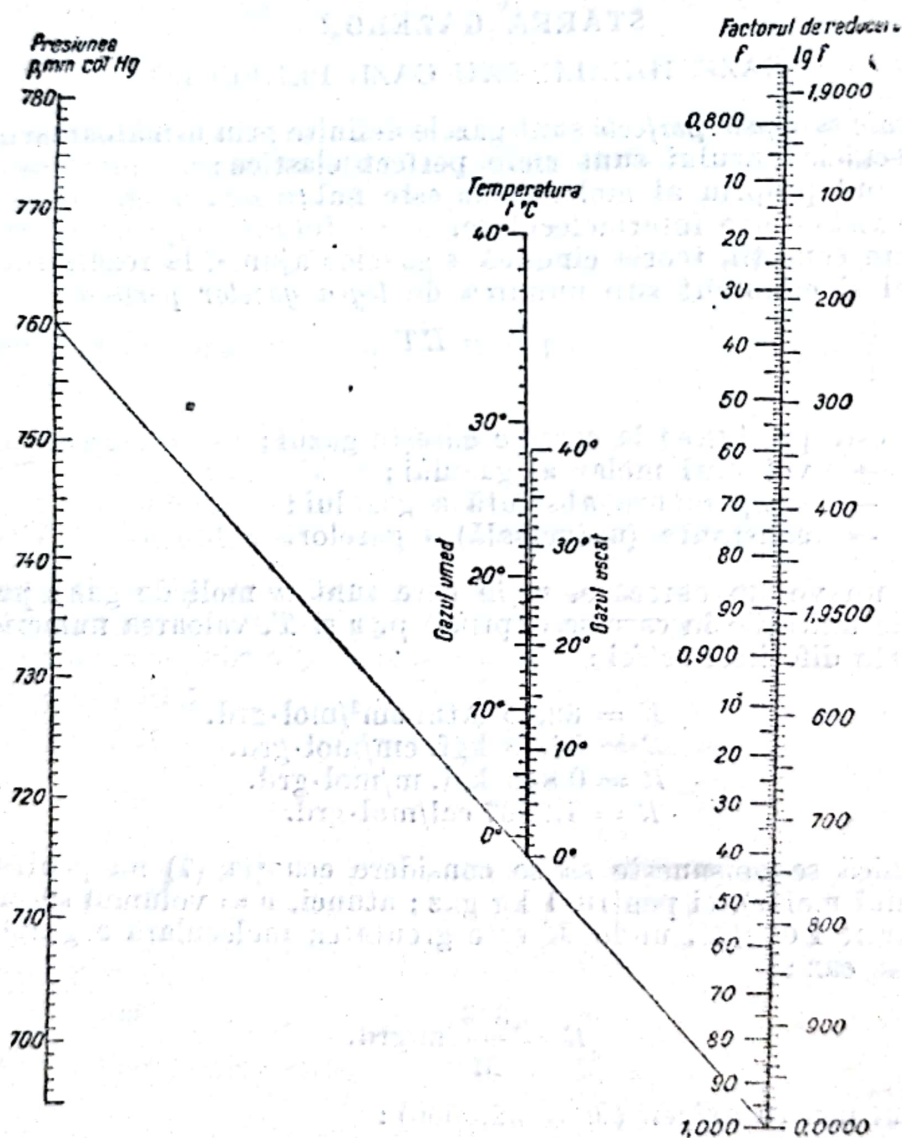


Fig. 2. Nomogramă pentru reducerea volumelor de gaz la condiții normale.

GAZE REALE ¹⁾

Ecuatia (10) se aplică riguros la gazele reale, numai pentru presiuni joase. În condiții obișnuite de presiune și de temperatură, eroarea este de 2–3%. La presiuni înalte, erorile pot atinge 500%.

Diagrama p, V pentru gazele reale. Rezultatele calitative ale ecuației lui van der Waals, care explică particularitățile comportării gazelor reale în funcție de variația presiunii și a temperaturii, sunt mai importante decât rezultatele cantitative.

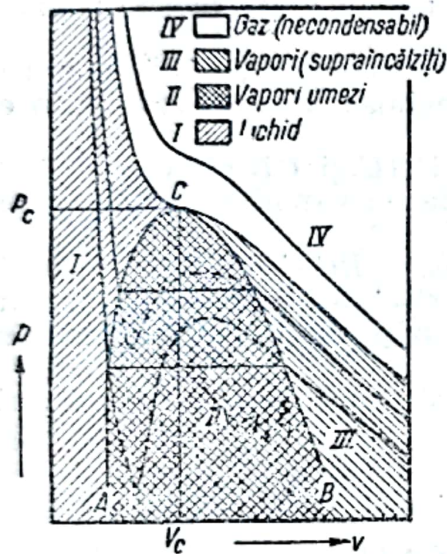


Fig. 3. Isotermele unui gaz real, în diagrama p, V .

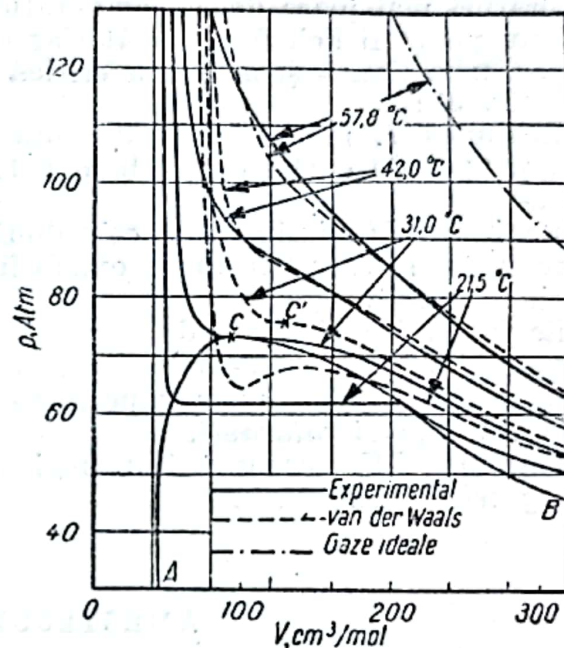


Fig. 4. Isotermele bioxidului de carbon.

În fig. 3 sunt reprezentate curbele corespunzătoare ecuației lui van der Waals, adică variația presiunii în funcție de volum, la diferite temperaturi (curbe isoterme), pentru un gaz oarecare, — iar în fig 4 sunt reprezentate, comparativ, isotermele experimentale și isotermele lui van der Waals pentru bioxidul de carbon, cum și isotermele gazelor ideale.

Din aceste figuri se pot face următoarele constatări:

1. Isotermele experimentale, isotermele lui van der Waals și isotermele ideale se apropie, tinzând să se confunde, cu cât presiunea scade.

2. Isotermele lui van der Waals, sunt în formă de S, având într'un anumit domeniu trei rădăcini (trei valori pentru volum) la o anumită presiune și temperatură.

3. Isotermele experimentale devin orizontale într'un anumit domeniu; acest domeniu în care presiunea rămâne constantă, în timp ce volumul se micșorează, corespunde cu lichefierea gazului; sistemul este constituit din gaz și lichid (sistem bifazic); extremitatea din dreapta a orizontalei corespunde stării de saturare, unde o mică micșorare de volum produce prima picătură de lichid condensat, iar extremitatea din stânga reprezintă starea când tot

¹⁾ v. și M. P. Vucalovici și I. I. Novicov, Ecuatia de stare a gazelor reale, Moscova 1948.

gazul s'a lichefiat sau, invers, starea lichidului în fierbere, când o mică creștere de volum produce prima bulă de gaz.

4. Locul geometric al extremităților porțiunilor orizontale din isotermele experimentale este o curbă ABC (fig. 3 și 4), numită curbă limită, formată din două ramuri: ramura AC , numită *curba limită inferioară, curba de fierbere sau curba lichidului*, și ramura BC , numită *curba limită superioară, curba de condensare sau curba vaporilor*. Punctul unde aceste două ramuri se întâlnesc este *punctul critic*; isoterma care trece prin acest punct corespunde *temperaturii critice*, iar coordonatele, *volumului critic*, respectiv *presiunii critice*.

Cum rezultă din diagramă, gazul poate exista în stare lichidă numai la temperaturi mai joase decât temperatura critică. La temperaturi mai înalte, gazul nu poate fi lichefiat, oricât s'ar ridica presiunea.

5. Curba limită și isoterma critică împart planul diagramei în patru regiuni (fig. 3):

Regiunea *I*, mărginită la dreapta de isoterma critică, până în punctul critic, și apoi de curba de fierbere CA , este regiunea în care substanța este lichidă.

Regiunea *II*, limitată de cele două ramuri AC și CB ale curbei limită, este regiunea în care substanța există în două faze: vapori și lichid (regiunea vaporilor umezi).

Regiunea *III*, limitată de curba de condensare BC și de isoterma critică, corespunde regiunii *vaporilor supraîncălziți*. Curba BC , care separă regiunea vaporilor umezi de regiunea vaporilor supraîncălziți, este locul punctelor care reprezintă *vaporii saturați*.

Regiunea *IV*, deasupra isotermei critice, este zona *gazelor necondensabile sau a gazelor permanente*.

AMESTECURI DE GAZE

Intr'un amestec de gaze perfecte, fiecare gaz se comportă ca și cum ar fi singur în volumul total.

a) **Presiunea parțială** p_A a unui component A dintr'un amestec gazos este presiunea pe care ar avea-o acest component, dacă ar fi singur în volumul total ocupat de amestec.

b) **Legea lui Dalton**: Suma presiunilor parțiale ale componentilor este egală cu presiunea totală: $p_A + p_B + \dots = p$.

c) **Volumul parțial** v_A al unui component A dintr'un amestec gazos este volumul pe care l-ar ocupa acest component, dacă ar fi singur, la presiunea (totală) a amestecului.

d) **Legea lui Amagat**: Suma volumelor parțiale ale componentilor unui amestec gazos este egală cu volumul total: $v_A + v_B + \dots = v$.

Când legea gazelor perfecte este aplicabilă componentilor unui amestec:

$$\begin{aligned} p_A v &= n_A R T \\ p_B v &= n_B R T \\ &\dots \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} (p_A + p_B + \dots) v &= (n_A + n_B + \dots) R T \\ \text{Aplicând legea lui Dalton rezultă:} \\ p v &= (n_A + n_B + \dots) R T \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} p v_A &= n_A R T \\ p v_B &= n_B R T \\ &\dots \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} p(v_A + v_B + \dots) &= (n_A + n_B + \dots) R T \\ \text{Aplicând legea lui Amagat, rezultă:} \\ p v &= (n_A + n_B + \dots) R T \end{aligned}$$

Impărțind prima ecuație cu ultima ecuație:

$$\frac{p_A}{p} = \frac{n_A}{n_A + n_B + \dots} = N_A$$

$$p_A = N_A p \quad (11a)$$

$$\frac{v_A}{v} = \frac{n_A}{n_A + n_B + \dots} = N_A$$

$$v_A = N_A v \quad (11b)$$

Presiunea parțială a unui component este egală cu fracția molară a componentului respectiv, înmulțită cu presiunea totală.

Volumul parțial al unui component este egal cu fracția molară a componentului respectiv, înmulțită cu volumul total.

Din ultimele două ecuații, (11 a) și (11 b), rezultă:

$$p_A = \frac{v_A}{v} p \quad \text{sau} \quad \frac{p_A}{p} = \frac{v_A}{v} \quad (12)$$

Când componentii unui amestec urmează legea gazelor perfecte, raportul dintre presiunea parțială a unui component și presiunea totală este egal cu raportul dintre volumul parțial al aceluiași component și volumul total.

De exemplu, considerând aerul ca amestec de oxigen 21% (vol.) și azot 79% (vol.), presiunea parțială a oxigenului este de 0,21 Atm, când presiunea totală este de 1 Atm, și de 21 Atm, când presiunea totală este de 100 Atm.

c) Greutatea moleculară medie a unui amestec de gaze este:

$$M = N_A M_A + N_B M_B + \dots \quad (13)$$

sau:

$$M = \frac{A}{100} M_A + \frac{B}{100} M_B + \dots \quad (14)$$

unde:

$A, B \dots$ sunt procente (volumetrice) ale componentilor în amestec;

$M_A, M_B \dots$ — greutatea moleculară ale componentilor;

$N_A, N_B \dots$ — fracțiile molare ale componentilor.

De exemplu, greutatea moleculară medie a aerului (compus din 78,05% azot, 20,99% oxigen, 0,93% argon și 0,03% bioxid de carbon) este, aplicând ecuația (14):

$$\begin{aligned} & \frac{78,05}{100} \cdot 28,016 + \frac{20,99}{100} \cdot 32,0000 + \frac{0,93}{100} \cdot 39,944 + \\ & + \frac{0,03}{100} \cdot 44,01 = 28,968 \end{aligned} \quad (15)$$

sau, pentru calculele obișnuite, 29 g/mol.

f) **Gaze umede.** Pentru gazele umede, considerate ca amestecuri de unul sau de mai multe gaze și vapori de apă, presiunea vaporilor de apă atinge, la fiecare temperatură, o valoare maximă, când gazul este saturat de vapori de apă. În vol II p. 1352—1356 sunt date presiunile de saturație (tensiunile maxime) ale vaporilor de apă. Pentru alte lichide decât apa, presiunile de saturație sunt date în vol. II p. 1322—1369; v. și „Presiunile de vapori”, p. 33.

α) *Reducerea volumului unui gaz umed la condiții fizice normale.* Când amestecul gazos este saturat cu vapori de apă (de exemplu când un gaz se găsește,

Într'un recipient, în contact cu apa), problema care se pune în mod curent este reducerea volumului V_1 de gaz măsurat la temperatura t_1 °C, la presiunea p_1 și în stare umedă (saturat cu vapori de apă), la volumul V_0 corespunzător condițiilor fizice normale și în stare uscată. Relația care se obține pentru această reducere este asemănătoare cu relația (10), cu deosebirea că din presiunea totală p_1 trebuie să se scadă presiunea de saturație a vaporilor de apă b :

$$V_0 = V_1 \frac{p_1 - b}{760} \cdot \frac{273}{273 + t_1} = fV_1. \quad (16)$$

Cu ajutorul nomogramei din fig. 2 se determină ușor factorul f , când, pentru temperatura gazului se consideră scara corespunzătoare gazului umed.

β) *Aerul umed*¹⁾. În multe faze ale unui proces tehnologic (condiționarea aerului, uscarea materialelor, răcirea apei prin evaporare în turnuri de răcire, etc.) și în meteorologie, trebuie să se efectueze adeseori calcule în legătură cu aerul în diferite stări higrometrice.

În aceste calcule se folosesc următoarele notații caracteristice:

- p, P — presiunea totală (barometrică) la care se găsește aerul umed, în mm col. Hg, respectiv kgf/m²;
- p_v, P_v — presiunea (tensiunea) vaporilor de apă la temperatura t , în mm col. Hg, respectiv kgf/m²;
- p_s, P_s — presiunea (tensiunea) maximă a vaporilor de apă la temperatura t , în echilibru cu o suprafață plană de apă, în mm col. Hg, respectiv kgf/m²;
- h_f sau $\varphi = p_v/p_s$ — starea higrometrică (se poate da și în procente: $h_f\% = 100 p_v/p_s$), (nedimensional);
- x — conținutul de umezeală sau raportul de amestec (kilograme de vapor de apă care însoțesc un kilogram de aer uscat) în kg/kg;
- x_s — conținutul maxim de umezeală sau raportul maxim de amestec (cantitatea maximă, în kilograme de vapor de apă care pot însoți, la temperatura t , un kilogram de aer uscat), în kg/kg;
- U_f sau $\psi = x/x_s$ — umezeala relativă (se poate da și în procente: $U\% = 100 x/x_s$), (nedimensional);

Mai jos se arată relațiile diferitelor mărimi referitoare la amestec și la componenți:

	Amestec	Apă	Aer
Presiuni	p	p_v	$p - p_v$
Volume	v	$v p_v$	$v (p - p_v)$
		p	p
Fracții molare	1	$\frac{p_v}{p}$	$\frac{(p - p_v)}{p}$
		p	p
Greutăți moleculare		18	29
Greutăți într'un mol amestec		$18 \frac{p_v}{p}$	$29 \frac{p - p_v}{p}$
		p	p

¹⁾ STAS 1253-50, Umezeala aerului.

Conținutul de umezeală, deci cantitatea de vapori de apă care însoțește un kilogram de aer uscat, este așa dar :

$$x = \frac{18}{29} \cdot \frac{p_v}{p - p_v} = 0,622 \frac{p_v}{p - p_v}, \quad (17)$$

iar conținutul maxim de umezeală (la saturație) este :

$$x_s = 0,622 \frac{p_s}{p - p_s}. \quad (18)$$

Deosebirea dintre umezeala relativă ψ și starea higrometrică ϕ rezultă din raportul lor :

$$\frac{\psi}{\phi} = \frac{\frac{x}{x_s}}{\frac{p_v}{p_s}} = \frac{\frac{p_v}{p_s} \cdot \frac{p - p_s}{p - p_v}}{\frac{p_v}{p_s}} = \frac{p - p_s}{p - p_v}. \quad (19)$$

Deci, numai la temperaturi joase (când presiunile p_v și p_s ale vaporilor de apă sunt neglijabile față de p) sau aproape de saturație (când p_v se apropie de p_s), valorile lui ψ și ϕ se apropie între ele.

Volumul ocupat de $(1 + x)$ kg de aer umed se calculează aditiv din volumele componentelor :

$$\text{Volumul ocupat de 1 kg aer uscat} = \frac{RT}{29 p}$$

$$\text{Volumul ocupat de } x \text{ kg vapori de apă} = \frac{x RT}{18 p}$$

Volumul ocupat de $(1 + x)$ kg aer umed este deci :

$$v_{1+x} = \frac{RT}{29 p} + x \frac{RT}{18 p} = \left(\frac{1}{29} + \frac{x}{18} \right) \frac{RT}{p} \quad (20)$$

și, împreună cu (17),

$$v_{1+x} = \frac{R}{29} \cdot \frac{T}{p - p_v}. \quad (21)$$

Valoarea constantei R depinde de unitățile adoptate. Dacă se exprimă volumul în metri cubi, și presiunile în kilograme (forță) pe metrul pătrat,

$$V_{1+x} = 29,27 \frac{T}{P - P_v}. \quad (22)$$

Volumul specific al aerului umed, în m^3/kg , este :

$$V_u = \frac{29,27 \frac{T}{P - P_v}}{1 + x} = \frac{29,27 \frac{T}{P - P_v}}{1 + 0,622 \frac{P_v}{P - P_v}} \quad (23)$$

$$V_u = 29,27 \frac{T}{P - 0,378 P_v}$$

Densitatea (masa specifică) a aerului umed, în kg/m³, este :

$$\rho_u = \frac{1}{29,27} \frac{P - 0,378 P_v}{T} = 0,03416 \frac{P - 0,378 P_v}{T} \quad (24)$$

Exemplu. Pentru aerul dintr-o încăpere se cunoaște : presiunea = 740 mm col. Hg; temperatura = 35°C; umezeala relativă = 55%. Să se calculeze : conținutul de umezeală, starea higrometrică, densitatea aerului umed, volumul specific și conținutul de vapori de apă dintr-un metru cub de aer umed.

Conținutul de umezeală				
1	Presiunea maximă a vaporilor de apă la 35°C P_s	574	kgf/m ²	tab. VI-5-e, Vol II dat (2)·0 332:760
2	Presiunea (totală) a aerului p	740	mm col.Hg	
3	Presiunea (totală) a aerului P	10 060	kgf/m ²	
4	Conținutul maxim de umezeală x_s	0,0376	kg/kg	ecuația (18) dat
5	Umezeala relativă ϕ	0,55	—	
6	Conținutul de umezeală x	0,0207	kg/kg	(4)·(5)
Starea higrometrică				
7	Presiunea vaporilor de apă. P_v	324	kgf/m ²	ecuația (17) (7) : (1)
8	Starea higrometrică ϕ	0,565	—	
Densitatea și volumul specific				
9	Temperatura aerului t	35	°C	dat
10	Temperatura absolută a aerului T	308	°K	
11	Presiunea (totală) a aerului. P	10 060	kgf/m ²	273 + (9) (3)
12	Volumul specific V_{it}	0,907	m ³ /kg	
13	Densitatea ρ_{it}	1,102	kg/m ³	ecuația (23) ecuația (24)
Conținutul în vapori de apă al unui metru cub de aer umed				
14	Volumul de aer cu x kg vapori de apă.	0,926	m ³ /kg	ecuația (22)
15	Conținutul în vapori de apă al unui m ³ aer umed	0,0224	kg/m ³	
				(6) : (14)

În secțiunea „Bilanțul termic” vor fi analizate proprietățile termice ale aerului umed, graficele pentru calculul rapid al problemelor referitoare la aerul umed și metodele pentru determinarea umezelii relative.

PRESIUNI (TENSIUNI) DE VAPORI

Fiecare corp lichid sau solid emite vapori în spațiul înconjurător, până când schimbul de materie între cele două faze ajunge la echilibru. Cantitatea de vapori în echilibru îi corespunde, la fiecare temperatură și pentru fiecare substanță, o anumită presiune.

Exemple. Iodul are, la punctul de topire ($114,5^{\circ}\text{C}$), presiunea de vapori 90 mm col. Hg.

Bioxidul de carbon este la $-78,5^{\circ}\text{C}$ în stare solidă și are presiunea de vapori de 1 Atm; la punctul de topire ($-50,7^{\circ}\text{C}$), presiunea de vapori este de 5,11 Atm. Rezultă așa dar că bioxidul de carbon nu poate exista în stare lichidă la presiuni mai joase decât 5,11 Atm.

Apa, la punctul de îngheț (0°C), are presiunea de vapori de 4,579 mm col. Hg.

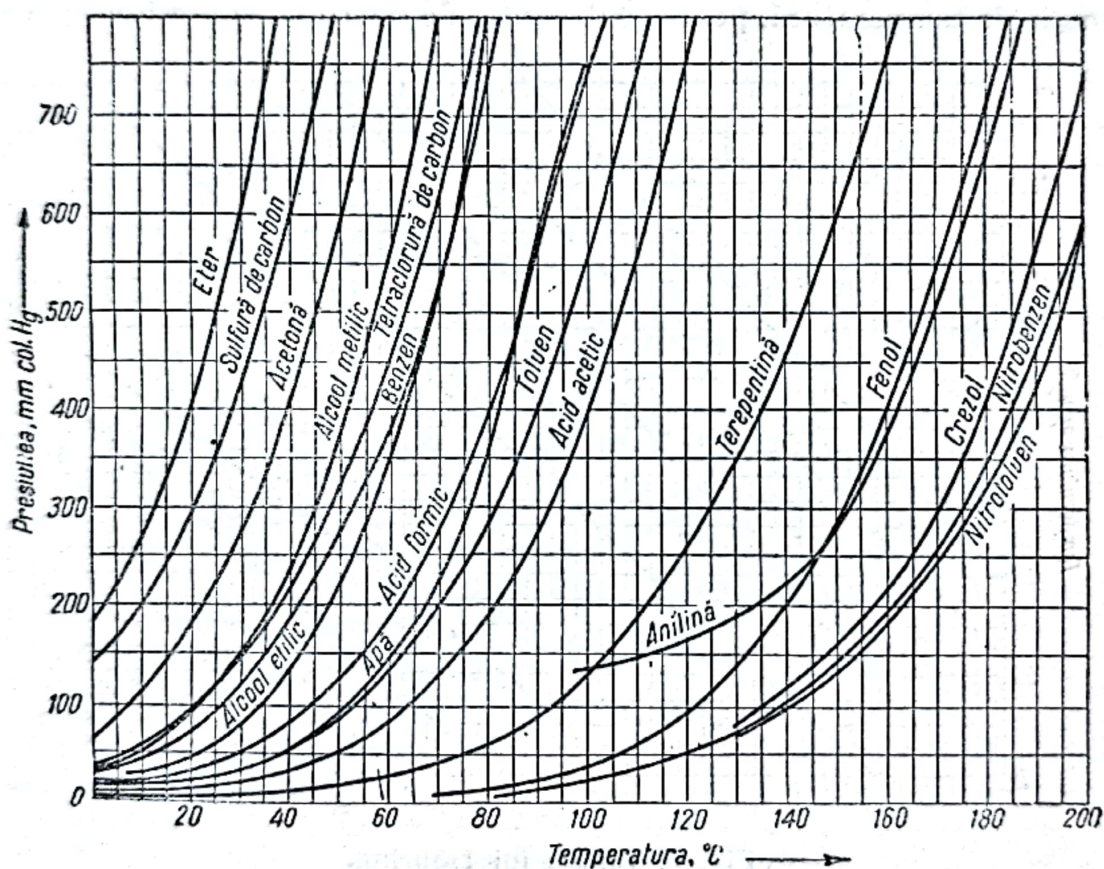


Fig. 5. Presiunile de vapori pentru câteva substanțe.

Când vaporii lichidului sau ai solidului sunt singuri în faza gazoasă, ei corespund presiunii sub care se găsește lichidul sau solidul, la temperatura suprafeței de separație dintre faze. Când vaporii lichidului sau ai solidului sunt în amestec cu aerul sau cu alt gaz, presiunea (tensiunea) de vapori este presiunea parțială a vaporilor în amestecul de vapori-aer (sau alt gaz).

În vol. II p. 1322—1397 și în diagrama din fig. 5 sunt date presiunile de vapori pentru câteva substanțe importante.

Au fost propuse numeroase formule, dintre care se menționează :

$$\lg P = A - \frac{B}{t + 230} \quad (25)$$

și

$$\lg P = A - \frac{B}{T} + C \lg T + DT \quad (26)$$

în care A , B , C , D sunt constante caracteristice fiecărei substanțe.

Curbele pentru presiuni de vapori în coordonate $\lg P$ (ordonată), $1/T$ (abscisă) sunt, pentru multe substanțe, apropiate de linii drepte.

Din aspectul asemănător al curbelor din diagrama 5 s'a ajuns la metode de corelare cu ajutorul cărora se determină presiunea de vapori la orice temperatură, când se cunosc anumite date ale substanțelor :

a) **Liniiile lui Dühring.** Dacă, într'o diagramă, în care în abscisă este temperatura lichidului cercetat și în ordonată temperatura unui lichid de referință, se notează puncte pentru care cele două lichide au presiuni de vapori egale, punctele rezultate se așează pe o linie apropiată de o dreaptă (fig. 6). Pentru întocmirea diagramei este necesar să se cunoască variația presiunii de vapori, în funcție de temperatură, pentru substanța de referință, și presiunea de vapori

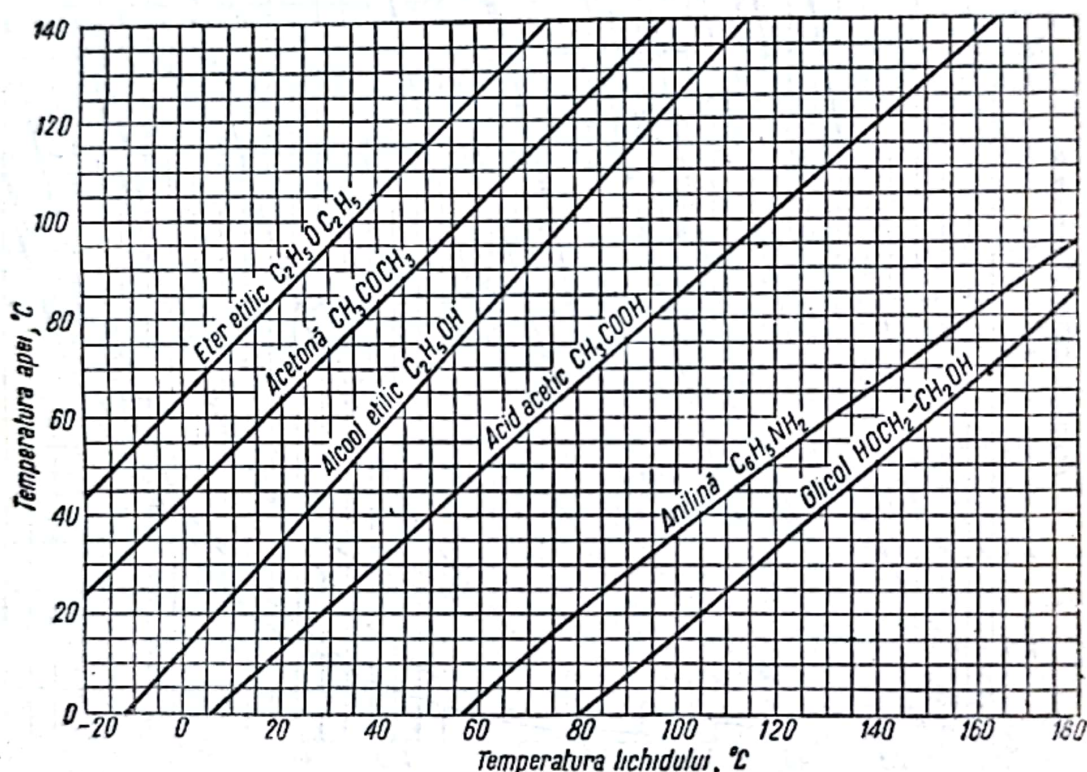


Fig. 6. Liniile lui Dühring.

la două temperaturi oarecare (una este, de obicei, punctul normal de fierbere), pentru lichidul respectiv. Este preferabil să se aleagă ca lichid de referință o substanță apropiată, din punct de vedere chimic, de substanța care se cercetează.

Exemplu. Folosind liniile lui Dühring din fig. 6, să se determine presiunea de vapori a alcoolului etilic la 60°C.

Din diagrama liniilor lui Dühring rezultă că temperatura la care apa are aceeași presiune de vapori ca alcoolul etilic la 60°C, este de 79°C. Presiunea apei la 79°C este 341 mm col. Hg (v. tabela VI-5-e₂, vol II); deci presiunea alcoolului la 60°C este 341 mm col. Hg.

b) **Metoda lui Othmer** este o metodă similară cu metoda liniilor lui Dühring. Intr'o diagramă logaritmică, având în ordonată logaritmul presiuni

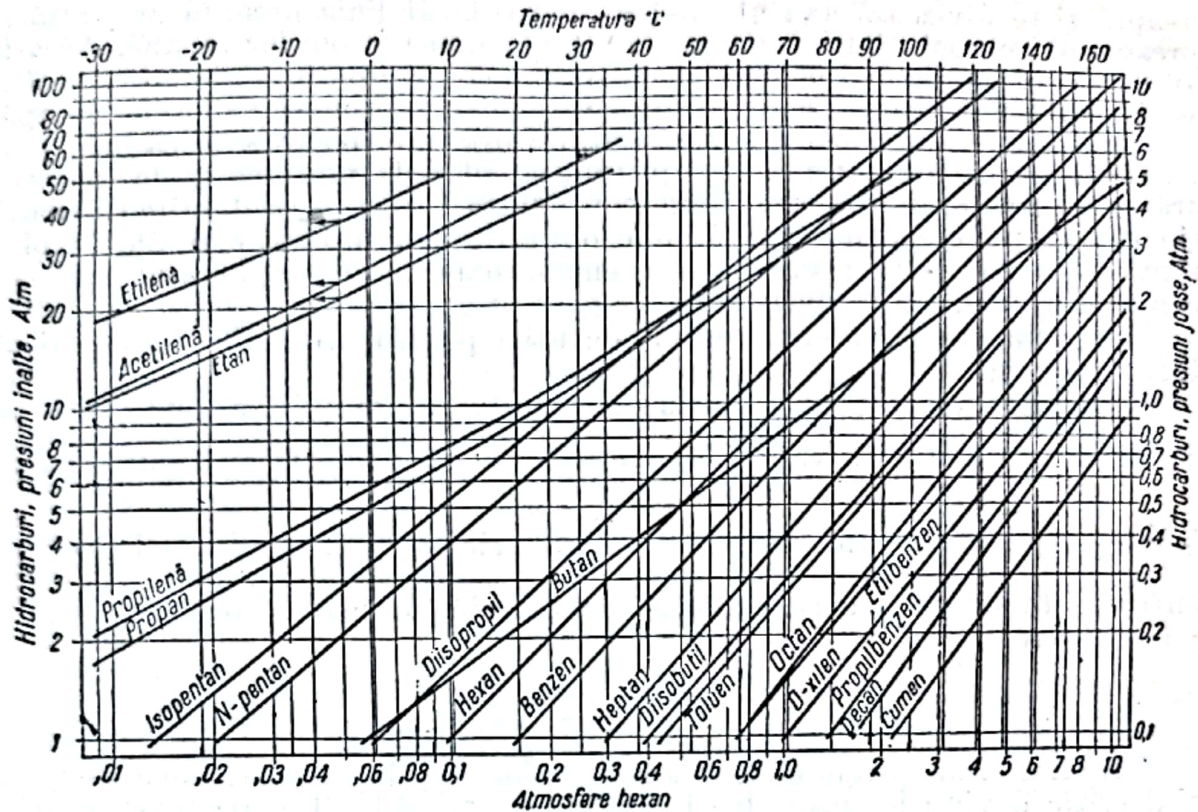


Fig. 7. Linii lui Othmer pentru hidrocarburi.

de vapori a lichidului de cercetat, și în abscisă, logaritmul presiunii de vapori a unui lichid de referință, locul punctelor care corespund unor temperaturi egale ale lichidului de cercetat și de referință este, practic, o linie dreaptă. În această metodă, linia rezultată este mai aproape de o dreaptă decât în alte metode pentru corelarea presiunilor de vapori. Justificarea teoretică este dată în secțiunea „Bilanțul termic”, Călduri de vaporizare.

În fig. 7 este reprezentată o astfel de diagramă pentru câteva hidrocarburi. Metoda se aplică și la presiunile de vapori ale soluțiilor; în fig. 8 sunt reprezentate presiunile de vapori ale soluțiilor de acid sulfuric în apă.

c) Diagrama lui Cox. Pe o diagramă cu axe dreptunghiulare, axa ordonatelor se divizează logaritmice în intervalul necesar de presiuni. Se duce apoi o linie

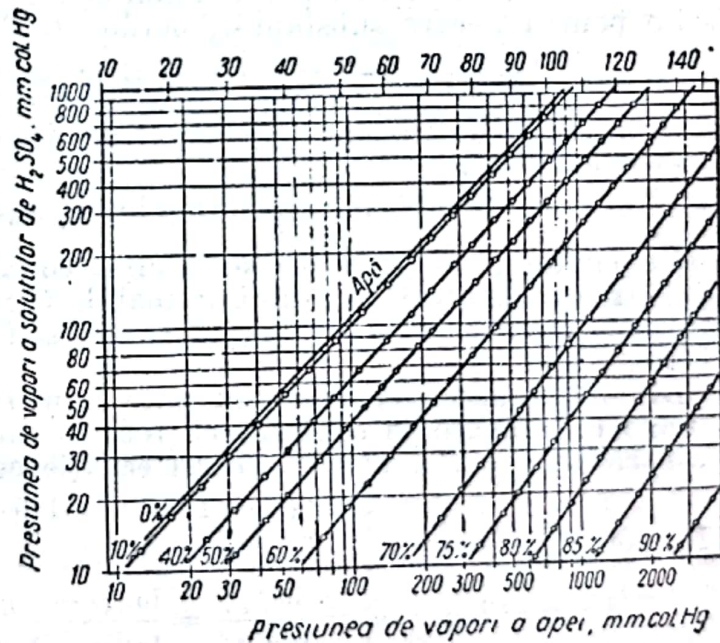


Fig. 8. Linii lui Othmer pentru soluții de acid sulfuric în apă.

dreaptă și se divizează axa absciselor astfel, încât linia dreaptă arbitrară să corespundă relației dintre temperatură și presiunea vaporilor de apă. Această divizare se obține fixând pe linia arbitrară puncte, la diferite presiuni, și notând pe abscisă temperaturile corespunzătoare pentru presiunea vaporilor de apă; se fixează apoi valori întregi și subdiviziuni prin interpolare grafică între temperaturile punctelor inițiale. Cu ajutorul scărilor de presiune și de temperatură astfel fixate, se trasează liniile corespunzătoare pentru diferite substanțe prin câteva puncte cunoscute. Liniile obținute sunt drepte care au, în plus, proprietatea că, pentru substanțe asemănătoare (de exemplu serii omoloage de hidrocarburi), sunt concurente.

Diagrama lui Cox este deosebit de utilă pentru presiunile de vapori ale hidrocarburilor.

d) Ecuatia unică pentru presiunea vaporilor saturați.¹⁾ Trasând curba care dă presiunea redusă de vapori $p_r = \frac{p}{p_c}$ în funcție de temperatura redusă

$T_r = \frac{T}{T_c}$, punctul critic va avea coordonatele $p_{cr} = 1$ și $T_{cr} = 1$, comune pentru toate substanțele; coordonatele punctului normal de fierbere (la $p_n = 1$ at) sunt:

$$p_{nr} = \frac{p_n}{p_c} \text{ și } T_{nr} = \frac{T_n}{T_c}.$$

Trecând la un sistem de coordonate în $\log p_r$ și $\log T_r$, coordonatele punctului critic devin: $\log p_{cr} = \log 1 = 0$ și $\log T_{cr} = \log 1 = 0$; punctul critic coincide, deci, cu originea axelor de coordonate, iar punctul normal de fierbere are coordonatele: $\log p_{nr}$ și $\log T_{nr}$.

Dacă se ia însă ca bază a sistemului de logaritmi tocmai p_{nr} , respectiv T_{nr} , diferite pentru fiecare substanță, coordonatele punctului critic:

$$\log_{p_{nr}} p_{cr} = \log_{p_{nr}} 1 = 0 \text{ și } \log_{T_{nr}} T_{cr} = \log_{T_{nr}} 1 = 0$$

se mențin în originea axelor de coordonate, iar coordonatele punctului normal de fierbere devin:

$$\log_{p_{nr}} p_{nr} = 1 \text{ și } \log_{T_{nr}} T_{nr} = 1.$$

Cu alte cuvinte, pentru orice substanță, coordonatele punctului critic sunt 0 și 0, iar coordonatele punctului normal de fierbere sunt 1 și 1. Curbele corespunzătoare diferitelor substanțe ajung astfel să treacă prin două puncte comune obligate.

Din numeroase verificări, cu date numerice (din literatură), transpuse în noile coordonate se constată că toate punctele pentru diferite substanțe se așează pe o curbă unică, a cărei ecuație este:

$$\lg(\pi + 1) = 0,301 \cdot 0,935 \quad (27)$$

unde, pentru prescurtare, s'a însemnat:

$$\pi = \log_{p_{nr}} p_r = \frac{\log p_r}{\log p_{nr}} = \frac{\log p - \log p_c}{\log p_n - \log p_c} = \frac{\lg p - \lg p_c}{\lg p_n - \lg p_c}$$

$$0 = \log_{T_{nr}} T_r = \frac{\log T_r}{\log T_{nr}} = \frac{\log T - \log T_c}{\log T_n - \log T_c} = \frac{\lg T - \lg T_c}{\lg T_n - \lg T_c}$$

¹⁾ Bratu A. Em., Bul. INCT, II, 36 (1947).

$\log_{p_{nr}}$ este logaritm în baza p_{nr} ;
 $\log_{T_{nr}}$ — logaritm în baza T_{nr} ;
 $\log$ — un logaritm într-o bază oarecare;
 $\lg$ — un logaritm în baza 10 (logaritm zecimal).

REGULA FAZELOR

Starea de echilibru a fiecărei faze este o funcție de presiune (p), temperatură (T) și concentrațiile (c) ale tuturor componentilor din aceea fază. Într'un sistem cu n faze și k componente există n relații pentru starea fazelor :

$$\left. \begin{aligned} F^1(p, T, c_1^1, c_2^1, \dots, c_k^1) &= 0 \\ F^2(p, T, c_1^2, c_2^2, \dots, c_k^2) &= 0 \\ &\dots\dots\dots \\ F^n(p, T, c_1^n, c_2^n, \dots, c_k^n) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad \text{I}$$

Diferitele concentrații din toate fazele sunt dependente între ele, și în același timp, sunt dependente de presiune și de temperatură. Luând ca varia-

bile independente, de exemplu, concentrațiile fazei 1, interdependența concentrațiilor se exprimă prin relațiile :

$$\left. \begin{aligned} c_1^2 &= f_1^2(p, T, c_1^1, c_2^1, \dots, c_k^1) \\ c_2^2 &= f_2^2(p, T, c_1^1, c_2^1, \dots, c_k^1) \\ &\dots\dots\dots \\ c_k^2 &= f_k^2(p, T, c_1^1, c_2^1, \dots, c_k^1) \\ &\dots\dots\dots \\ c_1^n &= f_1^n(p, T, c_1^1, c_2^1, \dots, c_k^1) \\ c_2^n &= f_2^n(p, T, c_1^1, c_2^1, \dots, c_k^1) \\ &\dots\dots\dots \\ c_k^n &= f_k^n(p, T, c_1^1, c_2^1, \dots, c_k^1) \end{aligned} \right\} \quad \text{II}$$

Prin introducerea acestor valori ale concentrațiilor $c_1^2, c_2^2, \dots, c_k^2, \dots, c_1^n, c_2^n, \dots, c_k^n$, în sistemul I, se obțin noi relații :

$$\left. \begin{aligned} \Phi^1(p, T, c_1^1, c_2^1, \dots, c_k^1) &= 0 \\ \Phi^2(p, T, c_1^1, c_2^1, \dots, c_k^1) &= 0 \\ &\dots\dots\dots \\ \Phi^n(p, T, c_1^1, c_2^1, \dots, c_k^1) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad \text{III}$$

adică un sistem de n ecuații (n este numărul fazelor) cu $(k+2)$ variabile independente (k este numărul componentilor, iar celelalte două variabile sunt presiunea și temperatura).

Dacă $n = k + 2$, sistemul III este determinat. Dacă $n < k + 2$, sistemul este nedeterminat și alte condiții între variabile (presiune, temperatură, concentrații) pot fi impuse. Numărul acestor condiții numite, în regula fazelor, *grade de libertate* — este :

$$f = k + 2 - n.$$

Regula fazelor se exprimă prin relația :

$$n + f = k + 2. \quad (28)$$

Numărul fazelor unui sistem material plus numărul gradelor de libertate este egal cu numărul componentilor plus doi.

Regula fazelor rezolvă starea unui sistem numai în privința numărului de faze, componenți și grade de libertate, dar nu dă indicații asupra naturii componentilor sau a fazelor și nici asupra presiunii, temperaturii sau concentrațiilor.

Exemple. 1. Un sistem format dintr'o singură fază și un singur component, de exemplu apa lichidă, are — după relația (28) — două grade de libertate : sistemul

este divariant, aceasta însemnând că se poate varia atât presiunea, cât și temperatura, atât timp cât, prin această variație, nu apare o fază nouă.

2. Un sistem format din două faze și un singur component, de exemplu apă lichidă și vapori de apă (sau gheață și apă lichidă, sau gheață și vapori de apă), are un singur grad de libertate; sistemul este monovariant: numai una din cele două variabile — temperatura sau presiunea — poate fi variată arbitrar (unei anumite temperaturi îi corespunde o presiune bine determinată, și invers).

3. Sistemul format din gheață, apă lichidă și vapori de apă are trei faze și un singur component; numărul gradelor de libertate este zero: sistemul este invariant, coexistența celor trei faze (punctul triplu) impune condiții fixe de presiune și temperatură. Punctul triplu al apei corespunde presiunii de

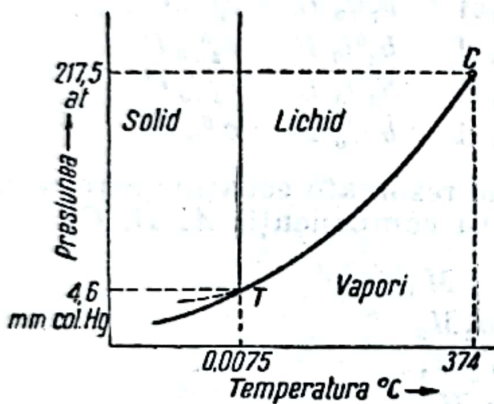


Fig. 9. Diagrama fazelor pentru sistemul: gheață-apă lichidă-vapori de apă.

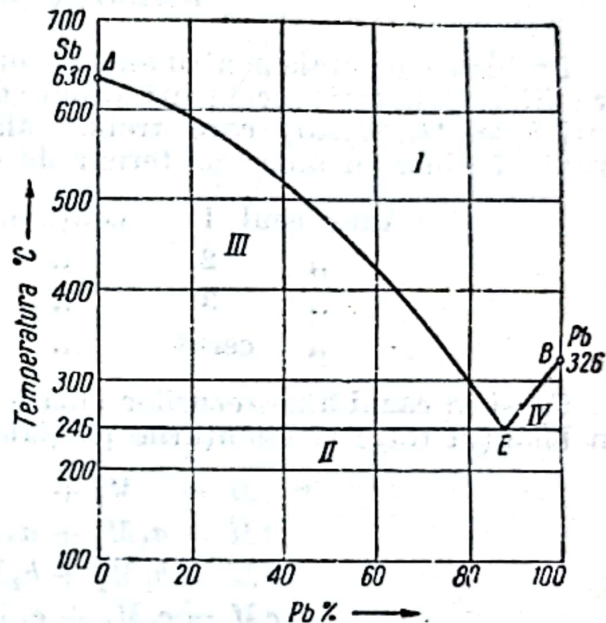


Fig. 10. Diagrama temperatură-concentrație pentru sistemul plumb-antimoniu.

4,6 mm col. Hg și temperaturii de 0,0075 °C (temperatura de 0 °C pentru punctul de îngheț corespunde presiunii totale de 760 mm col. Hg, formată din presiunea parțială a vaporilor de apă și presiunea parțială a aerului; în acest din urmă caz, sistemul are doi componenți: apa și aerul). În fig. 9 este reprezentată diagrama fazelor pentru apă, în coordonate p , t .

4. Sistemul plumb-antimoniu, reprezentat în diagrama temperatură-concentrație din fig. 10, poate fi de asemenea interpretat pe baza regulei fazelor.

În punctul E (punctul eutectic), sistemul are doi componenți: plumbul și antimoniu ($n = 2$) și trei faze: plumbul solid, antimoniu solid și topitura de plumb și antimoniu ($k = 3$). Rezultă că sistemul are un singur grad de libertate; sistemul este monovariant: presiunea, de exemplu, poate fi fixată arbitrar. La o anumită presiune (în diagrama din fig. 10 presiunea este de o atmosferă), sistemul este invariant și starea lui se reprezintă în diagramă printr'un punct.

De-a lungul curbei AE , sistemul are doi componenți și două faze (antimoniu și topitura). Sistemul este divariant. Dacă presiunea este fixată, sistemul este monovariant: concentrația sau temperatura pot fi variate arbitrar. Variația se face de-a lungul unei curbe.

În zona I , sistemul are doi componenți și o singură fază (topitura). Sistemul este trivariant: presiunea, temperatura și concentrația pot fi variate independent. Dacă presiunea este fixată, sistemul devine divariant. Variația se face într-o zonă (bidimensională).

5. Un amestec refrigerent de sare (NaCl) și gheață este compus din doi componenți și trei faze: gheață, sare (cristale) și soluție lichidă apă-sare. Sistemul este invariant, pentru o presiune dată. Eutecticul la presiunea de o atmosferă corespunde temperaturii de $-21,2^{\circ}\text{C}$.

Alte exemple, diagrame și aplicații ale regulei fazelor sunt date în secțiunile: Distilare, Extracție, Metalurgie, Ceramică.

AMESTECURI TERNARE

Problema generală pentru amestecuri ternare se formulează în modul următor: fiind date trei amestecuri ternare de componenți A, B, C , să se calculeze cantitățile M_1, M_2, M_3 care trebuie amestecate pentru a obține o cantitate cerută M dintr'un amestec ternar de compoziție cerută.

Amestecul 1	conține	$a_1\%$ A	$b_1\%$ B	$c_1\%$ C
„ 2	„	$a_2\%$ A	$b_2\%$ B	$c_2\%$ C
„ 3	„	$a_3\%$ A	$b_3\%$ B	$c_3\%$ C
„ cerut	„	$a\%$ A	$b\%$ B	$c\%$ C

Ca și în cazul amestecurilor binare, trebuie rezolvate ecuațiile care rezultă din bilanțul total și bilanțurile parțiale pentru componenții A, B, C :

$$\begin{aligned} M &= M_1 + M_2 + M_3 \\ aM &= a_1M_1 + a_2M_2 + a_3M_3 \\ bM &= b_1M_1 + b_2M_2 + b_3M_3 \\ cM &= c_1M_1 + c_2M_2 + c_3M_3 \end{aligned}$$

Necunoscutele M_1, M_2, M_3 sunt date de:

$$M_1 = M \frac{\begin{vmatrix} a & a_2 & a_3 \\ b & b_2 & b_3 \\ c & c_2 & c_3 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} a_1 & a_2 & a_3 \\ b_1 & b_2 & b_3 \\ c_1 & c_2 & c_3 \end{vmatrix}} \quad M_2 = M \frac{\begin{vmatrix} a_1 & a & a_3 \\ b_1 & b & b_3 \\ c_1 & c & c_3 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} a_1 & a_2 & a_3 \\ b_1 & b_2 & b_3 \\ c_1 & c_2 & c_3 \end{vmatrix}} \quad M_3 = M \frac{\begin{vmatrix} a_1 & a_2 & a \\ b_1 & b_2 & b \\ c_1 & c_2 & c \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} a_1 & a_2 & a_3 \\ b_1 & b_2 & b_3 \\ c_1 & c_2 & c_3 \end{vmatrix}}$$

Acceași metodă poate fi extinsă și la amestecurile cuaternare, etc.

Rezolvarea grafică a problemelor de amestecuri ternare

Graficul ternar din fig. 11 (triunghiul lui Gibbs) are următoarele proprietăți:

a) Dacă laturile triunghiului sunt împărțite în câte 100 părți egale, un amestec ternar format din $a\%$ A , $b\%$ B și $c\%$ C este reprezentat printr'un punct M , astfel așezat, încât lungimile segmentelor duse paralel cu laturile triunghiului și cuprinse între M și fiecare latură sunt egale cu procentul componentului care este reprezentat în vârful opus laturii (fig. 12).

b) Din proprietățile triunghiurilor echilaterale rezultă și egalitatea segmentelor notate cu aceeași literă în fig. 13.

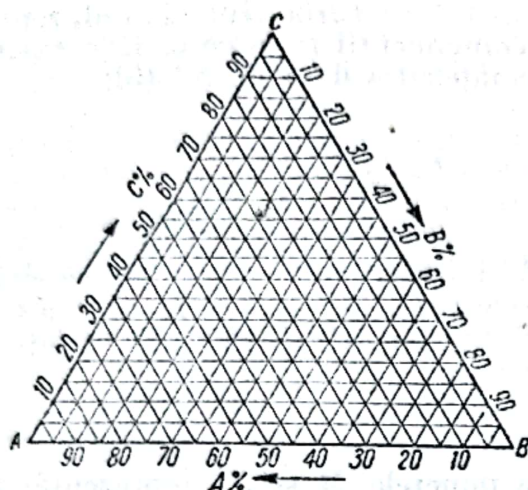


Fig. 11. Grafic ternar.

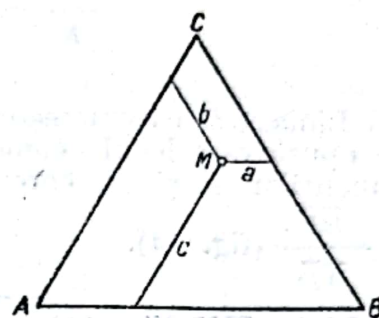


Fig. 12. Coordonatele unui punct.

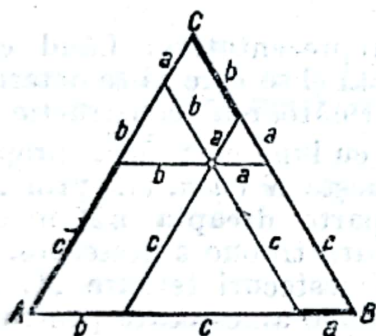


Fig. 13. Caracteristicile graficului ternar.

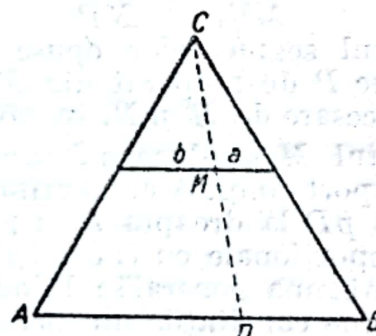


Fig. 14. Caracteristicile graficului ternar.

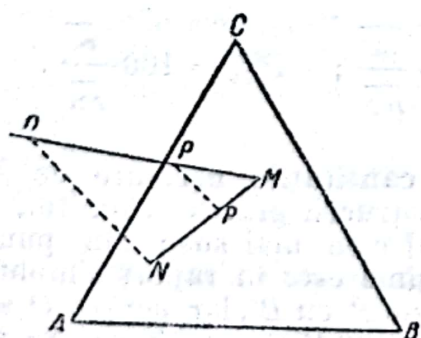


Fig. 15. Caracteristicile graficului ternar.

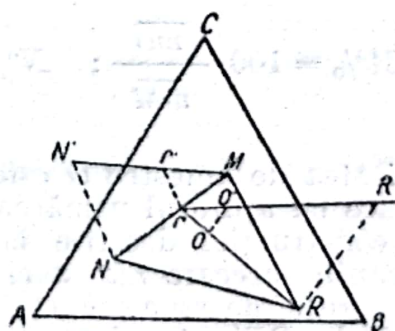


Fig. 16. Determinarea grafică a compoziției unui amestec ternar din trei amestecuri ternare date.

c) Un punct D (fig. 14), situat pe una din laturile triunghiului, reprezintă un amestec binar compus numai din componentii reprezentați de extremitățile acestei laturi (aici A și B) și de compoziția dată de relațiile :

$$\frac{a}{b} = \frac{BD}{AD} \text{ și } a + b = 100.$$

d) Linia CD care unește un vârf al triunghiului cu un punct situat pe latura opusă este locul geometric al amestecurilor ternare în care procentele componentelor A și B , corespunzători acestei laturi, sunt în același raport

$$\frac{a}{b} = \frac{BD}{AD} \text{ (fig. 14).}$$

e) Linia MN (fig. 15) care unește punctele M și N , reprezentând două amestecuri ternare, este locul geometric al punctelor reprezentative pentru orice amestec ternar P , compus din amestecarea lui M și N în diferite proporții. Relația dintre cantitățile M și N amestecate, și compoziția unui amestec P

este dată de : $\frac{N\%}{M\%} = \frac{\overline{MP}}{\overline{NP}}$, adică : raportul cantităților M și N este egal

cu raportul segmentelor opuse punctelor reprezentative. Când cantitatea de amestec P de preparat din M și N este dată și se cere să se determine cantitățile necesare de M și N , se poate folosi următoarea construcție grafică : Din punctul M se duce o dreaptă oarecare, cu lungimea $\overline{Mn}$, proporțională (într'un raport simplu) cu cantitatea P ; se unește N cu n , iar prin P se duce o paralelă pP la dreapta nN ; punctul p împarte dreapta nM în două segmente proporționale cu cantitățile M și N care trebuie amestecate.

f) Problema generală : Fiind date trei amestecuri ternare M , N , R , să se determine cantitățile din M , N , R care trebuie amestecate pentru a obține un amestec O de compoziție dată.

Se fixează punctele reprezentative ale amestecurilor M , N , R , O ; se duc dreptele care unesc M , N , R cu O și se prelungesc până întâlnesc, în m , n , r , laturile opuse. Procentele de M , N , R care trebuie adăugate pentru a obține amestecul cerut sunt :

$$M\% = 100 \cdot \frac{\overline{mO}}{\overline{mM}}; \quad N\% = 100 \cdot \frac{\overline{nO}}{\overline{nN}}; \quad R\% = 100 \cdot \frac{\overline{rO}}{\overline{rR}}.$$

Când cantitatea de amestec O este dată, cantitățile necesare de M , N , R pot fi deduse cu ajutorul următoarei construcții grafice (fig. 16), care este repetarea construcției descrise la punctul e de mai sus : din punctul r se duce o dreaptă oarecare rR' a cărei lungime este în raport simplu față de cantitatea cerută de amestec O ; se unește R cu R' , iar pentru O se duce o paralelă OO' la RR' ; cantitatea de amestec R necesară pentru obținerea amestecului O este dată la scara aleasă, de lungimea $\overline{rO'}$ iar lungimea $\overline{O'R'}$ reprezintă cantitatea de amestec r (compus din M și N); din punctul M se duce o dreaptă pe care se măsoară segmentul $\overline{MN'} - \overline{O'R'}$; se unește N cu N' și de duce din r o paralelă rr' la NN' ; lungimea $\overline{r'M}$ dă, la scară cantitatea de amestec N , iar lungimea $\overline{N'r'}$, cantitatea de amestec M .

În fig. 17 este reprezentată construcția grafică pentru rezolvarea acestui exemplu.

Exemplu : O fabrică folosește pentru nitrare un amestec acid compus din 54% H_2SO_4 , 30% HNO_3 și 16% H_2O pe care îl obține prin regenerarea unui acid rezultat din fabricație de compoziția : 70% H_2SO_4 , 2,5% HNO_3 și 27,5% H_2O , adăugând acid azotic de 92% și acid sulfuric monohidrat (100%). Să se determine cantitățile care trebuie amestecate pentru a obține 1000 kg amestec acid de compoziție cerută.

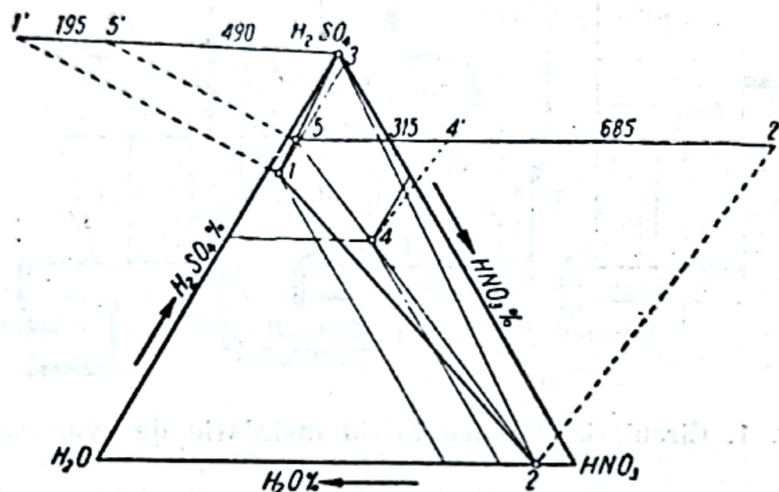


Fig. 17. Rezolvarea grafică a exemplului

III. BILANȚUL TERMIC

GENERALITĂȚI

Bilanțul termic servește la determinarea randamentului termic, la urmărirea circulației căldurii (fig. 1) într-o instalație și la dimensionarea aparatelor.

Bilanțul termic se definește prin relația analoagă cu cea dela bilanțul materialelor :

$$\begin{array}{ccccccc} \text{energiile} & & \text{energiile} & & \text{energiile} & & \text{energiile} \\ \text{introduse} & + & \text{existente} & = & \text{rămase} & + & \text{ieșite din} \\ \text{în instalație} & & \text{în instalație} & & \text{în instalație} & & \text{instalație} \end{array}$$

Bilanțul termic este deci un mod de exprimare a principiului conservării energiei.

Și aici există un *bilanț termic total* sau *general*, pentru întreaga instalație, și *bilanțuri parțiale*, pentru un singur aparat sau pentru un singur element dintr'un aparat. Nu există bilanțuri parțiale pentru un singur fel de energie — cum sunt bilanțuri parțiale de materiale pentru o singură substanță, simplă sau compusă — deoarece energiile se transformă ușor între ele.

Energiile care intervin într'un proces, pot fi : călduri sensibile ; călduri latente ; călduri de reacție ; călduri transmise prin conductivitate, convecție și radiație ; lucru mecanic ; alte energii (energia electrică, energia magnetică, energia luminoasă, etc).

Pentru că în marea majoritate a proceselor industriale, energiile electrice, magnetice, luminoase, etc. nu au un rol important, ele nu vor fi studiate în acest capitol general.

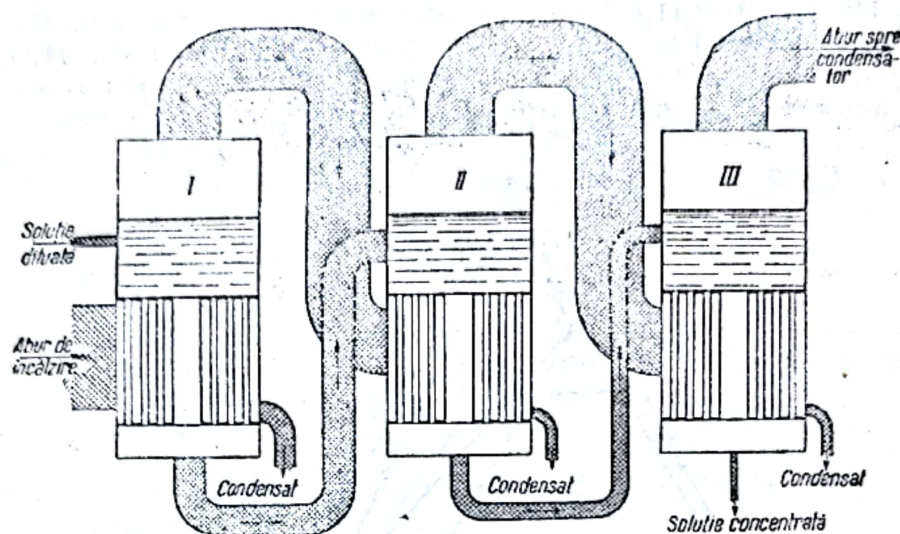


Fig. 1. Circulația căldurii într-o instalație de evaporare.

Căldurile transmise, din cauza importanței lor, vor fi tratate separat, în secțiunea „Transmiterea căldurii”.

PROPRIETĂȚI TERMODINAMICE

Transformarea energiilor între ele și determinarea energiilor care intervin în transformările corpurilor sau în schimbările lor de stare nu pot fi studiate, fără precizarea unor proprietăți termodinamice: *energia internă* și *entalpia* sau *conținutul caloric*, derivând din primul principiu termodinamic, și *entropia* lucrul maxim și *energia liberă* care rezultă din al doilea principiu termodinamic.

Proprietățile termodinamice sunt mărimi care definesc starea unui corp sau a unui sistem. Ele nu depind de modul în care corpul sau sistemul au ajuns în starea definită de proprietățile termodinamice.

1. Energia internă

Principiul întâi al termodinamicii sau principiul echivalenței arată că energiile (calorică, electrică, lucrul mecanic, etc.) se pot transforma fără pierderi unele în altele.

Corpurile conțin o cantitate de energie, caracteristică pentru fiecare corp și pentru condițiile în care se găsește acel corp. Această energie este suma următoarelor energii: a) energiile cinetice, datorite mișcărilor de vibrație, de rotație și de translație ale elementelor — molecule, atomi, protoni, electroni, etc. — din care este constituit corpul; b) energiile potențiale, corespunzătoare forțelor de atracție dintre aceste elemente și c) alte energii cunoscute și necunoscute.

Termodinamica înglobează toate aceste energii în noțiunea de *energie internă*, notată cu U .

Energia internă este o *mărime extensivă*, adică proporțională cu cantitatea de materie respectivă. Mărimi extensive mai sunt: greutatea, volumul, capacitatea calorică, entropia, etc. *Mărimile intensive*, temperatura, densitatea, căldura specifică, etc. sunt independente de cantitatea de materie considerată.

Termodinamica nu are mijloace de a cunoaște valoarea absolută a energiei interne. În câteva cazuri, teoria cinetică permite calcularea energiei interne, astfel:

$$\left. \begin{aligned} \text{pentru gazul ideal monoatomic } U &= \frac{3}{2} RT \approx 3T \text{ cal/mol;} \\ \text{pentru gazul ideal biatomic } U &= \frac{5}{2} RT \approx 5T \text{ cal/mol;} \\ \text{pentru gazul ideal triatomic } U &= \frac{6}{2} RT \approx 6T \text{ cal/mol.} \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

În toate celelalte cazuri, nu se poate cunoaște decât diferența dintre energiile interne corespunzătoare la două stări limită, — starea inițială 1 și starea finală 2, — între care se face transformarea:

$$(\Delta U)_1^2 = U_2 - U_1$$

sau se poate cunoaște diferența (creșterea) energiei interne a unui corp între o stare dată și o altă stare, considerată normală (standard), și care trebuie totdeauna precizată sau subînțeleasă fără echivoc:

$$\Delta U = U - U_0.$$

Energia internă a unui corp se schimbă prin eliberare sau prin absorbție de energie sub orice formă: căldură, lucru mecanic, electricitate, lumină, etc. Întrucât în marea majoritate a proceselor care se întâlnesc în tehnică, intervin numai căldura și lucrul mecanic (energia electrică se consideră, de asemenea, lucru mecanic), în considerațiile care urmează, se va ține seamă numai de aceste două feluri de energie.

În aceste cazuri, *creșterea* energiei interne este suma energiilor *intrate* în sistemul care interesează, când el trece de la starea inițială la starea finală.

Notând cu Q — căldura absorbită de sistem în timpul transformării, și cu L — lucrul mecanic eliberat sau produs în acest timp, se obține, ținând seamă de semn, pentru o transformare infinitezimală:

$$dU = dQ - dL, \quad (2)$$

iar pentru o transformare între starea inițială 1 și starea finală 2:

$$(\Delta U)_1^2 = (Q)_1^2 - (L)_1^2; \quad (3)$$

Q și L au valori variabile după modul în care se face transformarea între cele două stări; diferența lor rămâne însă aceeași.

Q și L nu sunt deci adevărate proprietăți termodinamice, în sensul strict al acestei noțiuni.

Întrucât lucrul mecanic produs de sistem este datorit, în marea majoritate a cazurilor, dilatării sistemului sub presiunea la care se află, ecuația (2) poate fi pusă sub forma:

$$dU = dQ - p dV. \quad (4)$$

Când procesul are loc la volum constant:

$$dU = dQ.$$

2. Entalpia sau conținutul caloric

Lucrul mecanic $(L)_1^2$ din ecuația (3) este produs când un sistem izolat trece de la starea 1 la starea 2.

În procesele practice, fenomenul are un aspect diferit, datorită faptului că sistemul nu este izolat, ci este permanent sub influența mediului exterior, de exemplu sub influența atmosferei.

În fig. 2 este reprezentat schematic un astfel de proces. În mașina M , funcționând între presiunile p_1 și p_2 , o cantitate de gaz produce un lucru mecanic $(L)_1^2$ și absoarbe căldura $(Q)_1^2$. Variația energiei interne a gazului este :

$$(dU)_1^2 = (Q)_1^2 - (L)_1^2.$$

Gazul este apoi eliminat din mașina M , într'un rezervor (sau în atmosferă), unde presiunea este p_2 , iar o nouă cantitate de gaz, egală în greutate cu cea eliminată, este introdusă în mașină, din rezervorul 1, la presiunea p_1 . Se presupune că presiunile p_1 și p_2 , în cele două rezervoare, sunt menținute constante de câte un piston cu greutăți corespunzătoare.

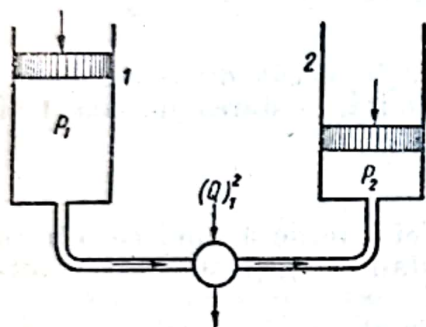


Fig. 2. Funcționarea unei mașini între presiunile p_1 și p_2 .

Dacă se consideră sistemul total sau — cu alte cuvinte — dacă se ține seamă de influența mediului exterior, înlocuită, în acest caz, prin acțiunea celor două pistoane, trebuie să se scadă lucrul mecanic L_1 , produs asupra gazului de pistonul 1, și să se adauge lucrul mecanic L_2 , produs de gaz asupra pistonului 2.

Notând cu V_1 și V_2 volumele aceleiași cantități de gaz sub presiunile p_1 și p_2 , se obține :

$$L_1 = p_1 V_1, \text{ respectiv } L_2 = p_2 V_2.$$

L_1 și L_2 sunt lucrurile mecanice produse de gaz, când acesta este evacuat sau când își face loc în atmosferă, la presiunile p_1 și p_2 .

Creșterea energiei gazului este :

$$(Q)_1^2 - (L)_1^2 - p_1 V_1 + p_2 V_2$$

sau, împreună cu ecuația (3) :

$$\begin{aligned} & (\Delta U)_1^2 - p_1 V_1 + p_2 V_2 \\ &= (U_2 - U_1) + p_2 V_2 - p_1 V_1 \\ &= (U_2 + p_2 V_2) - (U_1 + p_1 V_1). \end{aligned}$$

Mărimile din prima paranteză sunt proprii stării 2, iar cele din ultima paranteză sunt proprii stării 1 și nu sunt influențate de stările intermediare ale transformării. Aceste caracteristici justifică definirea unei proprietăți termodinamice numite *entalpie* sau *conținut caloric*, notată cu H (sau I) :

$$H = U + pV.$$

Diferențiind, se obține :

$$dH = dU + p dV + V dp,$$

care, combinată cu ecuația (4), dă rezultatul :

$$dH = dQ - p dV + p dV + V dp$$

sau :

$$dH = dQ + V dp.$$

Când presiunea este constantă :

$$dH = dQ.$$

Această ecuație justifică numele de conținut caloric, care se dă, în tehnică, entalpiei.

Sub presiune constantă, creșterea entalpiei ΔH , egală cu căldura absorbită Q , este datorită :

a) Variației energiei cinetice sau de mișcare a elementelor din care este formată materia. O variație a energiei cinetice se manifestă printr'o schimbare a temperaturii sistemului considerat, deci printr'o eliberare sau printr'o absorbție (consum) de căldură. Această energie absorbită sau eliberată se numește *căldură sensibilă*.

b) Variației energiilor potențiale care derivă din schimbarea forțelor de atracție (relaxare sau strângere) dintre elementele constitutive ale materiei. O variație a energiei potențiale — urmată de apropierea sau depărtarea acestor elemente — se arată macroscopic prin schimbarea stării fizice a corpurilor, fără schimbare de temperatură, și prin eliberare sau consum de căldură. Aceste călduri se numesc *călduri latente*.

Intr'un capitol următor se vor arăta modul cum se calculează valoarea entalpiei și aplicațiile acestei noțiuni în procesele tehnice.

3. Entropia

Principiul II al termodinamicii arată sensul în care poate varia un sistem. Transformări ireversibile. Se consideră câteva fenomene naturale elementare :

a) Un corp cade dela un nivel mai înalt, la un nivel inferior. La nivelul superior, corpul considerat posedă o energie potențială a cărei valoare este produsul dintre greutatea sa și înălțimea la care se găsește, socotită față de un nivel considerat zero. Această energie, sau numai o parte din ea, poate fi eliberată și folosită, de exemplu pentru ridicarea altei greutăți, numai în cazul când corpul poate să cadă, adică poate să treacă la un nivel inferior. Energia eliberată nu depinde de energia potențială pe care o are corpul în starea inițială, ci de *diferența de nivel* dintre punctele între care cade corpul. Transformarea, în acest caz, căderea, nu se datorește nivelului înalt la care se găsește corpul, ci faptului că el poate ajunge la un nivel inferior.

b) O substanță disolvată difuzează din soluția de concentrație mai mare într'o soluție de concentrație mai mică. Difuziunea este condiționată de existența unei *diferențe de concentrație*, și dispăre când diferența de concentrație se anulează.

c) Un gaz trece dintr'un vas, dela o presiune mai înaltă, într'un alt vas, la o presiune mai joasă. Procesul este condiționat de *diferența de presiune*.

d) Două gaze diferite se amestecă, când sunt puse în contact, tinzând spre un amestec omogen, care anulează *diferențele inițiale de concentrație*.

e) Un corp cald, care conține o anumită cantitate de căldură, se răcește dacă este pus în contact cu un corp rece. Energia trecută corpului rece este funcție de *diferența de temperatură*.

Toate aceste fenomene au următoarele caracteristice comune :

1. Se produc *spontan*, adică fără influențe exterioare sistemului, numai într'un singur sens : ele sunt *ireversibile*.

2. Procesele sunt condiționate de variația unei mărimi potențiale : diferență de nivel, de temperatură, de presiune, de concentrație, etc.

3. Sensul de variație este către micșorarea diferenței de potențial : către starea de echilibru definită prin anularea acestei diferențe.

4. Pentru fiecare proces se poate admite un *grad de ireversibilitate* care rezultă din compararea a două procese asemănătoare : un corp cald A , cu temperatura t_A , poate transmite ireversibil o parte din căldura sa unui corp B , cu temperatura mai joasă t_B sau unui al treilea corp C , cu temperatura t_C mai joasă decât t_B ; dacă în ambele procese, căldura transmisă este egală, al doilea proces are un grad de ireversibilitate mai mare, pentru că poate fi considerat ca suma a două procese ireversibile : transmiterea căldurii dela A la B , urmată de transmiterea căldurii dela B la C .

5. Dacă fenomenele de mai sus sunt însoțite de frecare, prin care o parte din energie se transmite, sub formă de căldură, altor corpuri care nu sunt incluse în sistemul considerat, gradul de ireversibilitate al transformării însoțite de frecare va fi mai mare, pentru că o cantitate de căldură va trece ireversibil în alte corpuri, cu temperatura mai joasă.

Transformări reversibile. O altă categorie de fenomene are un caracter diferit :

a) O balanță în echilibru, și care se poate mișca fără frecare, se înclină într'un sens sau în celălalt, după cum se adaugă sau se ia o greutate *oricât de mică* de pe unul dintre cele două talere. Dacă intervine frecarea, diferența de greutate care pune în mișcare balanța nu mai poate fi oricât de mică.

b) Dacă într'un cilindru se găsește un lichid și vaporii săi, se constată o condensare a vaporilor sau o vaporizare a lichidului, după cum se micșorează sau se mărește spațiul ocupat de vaporii, de exemplu prin deplasarea, *oricât de mică*, a pistonului care limitează spațiul.

c) Curentul electric poate trece într'un sens sau în sensul contrar, dacă la o pilă electrică se opune o diferență de potențial puțin mai mică sau puțin mai mare decât forța electromotoare dată de pilă.

Aceste ultime fenomene au următoarele caracteristice comune :

1. Ele pot varia într'un sens sau în sensul contrar : sunt *reversibile*.
2. Sistemul este în stare de echilibru.
3. Este necesară o influență exterioară — care însă poate să tindă spre zero — pentru a le deplasa într'un sens sau în celălalt.

4. Mecanismul sistemului trebuie să fie fără frecări. Dacă intervin frecări, fenomenele devin ireversibile, din cauza căldurii desvoltate. Din cauza acestei restricții, imposibil de realizat în practică, procesele reale la scara și condițiile obișnuite de lucru sunt ireversibile.

5. Transformările reversibile finite, adică transformările care au loc între două stări mai mult sau mai puțin depărtate între ele, trebuie considerate ca o succesiune de fenomene reversibile infinitezimale care au, fiecare, caracteristicile enumerate mai sus.

Studiul proceselor fizice și chimice are nevoie de o noțiune care să exprime :

- a) sensul în care variază un sistem izolat ;
- b) starea de echilibru ;
- c) cantitatea maximă de energie pe care o poate elibera un sistem ;
- d) gradul de ireversibilitate al unui proces.

Această noțiune este *entropia* (S), a cărei valoare definește, din punctul de vedere care interesează aici, starea unui sistem izolat.

Creșterea entropiei $(\Delta S)_1^2$ între starea inițială 1 și starea finală 2 a unei transformări suferite de sistemul de cercetat este o măsură a gradului de ireversibilitate.

Să deducem variabilele de care depinde variația entropiei, prin compararea unor transformări cu diferite grade de ireversibilitate.

În exemplul anterior al unui corp cald A cu temperatura t_A , care transmite căldură unui corp B mai rece, cu temperatura t_B , sau unui alt corp și mai rece C , având temperatura t_C , am arătat că procesul al doilea are un grad de ireversibilitate mai mare: căldura este adusă la un „nivel” inferior. Gradul de ireversibilitate și, deci, entropia, este funcție de temperatură și anume o funcție care crește, când temperatura scade. Admitem, fără demonstrație, că această funcție este inversul temperaturii absolute. Demonstrații riguroase confirmă această alegere.

Considerăm un alt proces, în care energia intervine în cele două forme mai frecvente: lucru mecanic și căldură. Un arc se destinde: prin destinderea arcului se produce lucru mecanic și o cantitate de căldură care se presupune că se înmagazinează într-un corp care face parte din sistemul cercetat și a cărui masă este atât de mare, încât căldura absorbită nu-i mărește sensibil temperatura. În acest mod se separă rolul celor doi constituenți ai sistemului: arcul produce lucru mecanic, iar corpul A înmagazinează căldură. Procesul este ireversibil, pentru că strângerea arcului numai prin eliberarea de căldură din corpul A , fără influențe exterioare, este imposibilă. Cu cât arcul se destinde mai mult, cu atât gradul de ireversibilitate crește, pentru că mai multă căldură este trecută ireversibil corpului care o înmagazinează. Rezultă că gradul de ireversibilitate este proporțional cu destinderea arcului sau, ceea ce este același lucru, cu căldura Q , înmagazinată de corpul A în timpul destinderii.

Intrunind într-o relație cele două rezultate din exemplele de mai sus se obține:

$$\Delta S = \frac{Q}{T}.$$

Ca și în cazul energiei interne sau în cazul entalpiei, se poate determina în acest mod numai variația (creșterea) entropiei într-un proces, iar nu valoarea ei absolută pentru fiecare stare a sistemului.

Entropia este o mărime extensivă; dimensiunile entropiei sunt kcal/kg.grd sau cal/mol. grd.

Ca exemplu, să se determine variația entropiei, când un gaz ideal expandează izoterm de la volumul V_1 la volumul V_2 . După cum rezultă din ecuațiile (1), energia internă a gazelor ideale nu se schimbă, dacă temperatura rămâne aceeași.

Căldura dezvoltată se poate deduce din ecuația (3), unde, pentru gazele ideale și transformare izotermă, $\Delta U = 0$:

$$Q = L = \int_{V_1}^{V_2} p \, dV = nRT \int_{V_1}^{V_2} \frac{dV}{V} = nRT \ln \frac{V_2}{V_1}$$

iar variația entropiei Q/T :

$$(\Delta S)_1^2 = S_2 - S_1 = nR \ln \frac{V_2}{V_1}. \quad (5)$$

Câteva enunțări ale principiului entropiei

1. Într-un proces real, entropia unui sistem izolat crește. Procesele reale la scară și în condițiile obișnuite de lucru sunt ireversibile pentru că toate se efectuează cu frecări. Variația entropiei este dată de raportul Q/T între două

mărimi pozitive : temperatura absolută este totdeauna pozitivă, iar căldura desvoltată de frecări sau datorită altor cauze și absorbită în sistemul presupus izolat este, deasemenea, pozitivă. Variația entropiei este deci pozitivă ; entropia crește.

Intr'o parte a unui sistem izolat pot avea loc și transformări însoțite de micșorarea entropiei (de exemplu răcirea unui corp sau strângerea unui arc) ; aceste transformări se fac însă sub influența altor părți din sistemul total considerat izolat, în care creșterea entropiei pentru efectuarea transformării întrece micșorarea entropiei din prima parte, astfel încât suma tuturor transformărilor dinăuntru întregului sistem izolat este totuși legată de creșterea entropiei întregului sistem.

2. *Intr'un proces reversibil, variația entropiei este nulă.* Un proces reversibil infinitesimal este caracterizat prin posibilitatea de a varia într'un sens sau în sensul contrar. Intr'unul din sensuri, variația entropiei este pozitivă ; în sensul contrar, variația entropiei trebuie să fie negativă ; rezultă că transformarea infinitesimală reversibilă este însoțită de o variație a entropiei egală cu zero.

Dacă procesul este finit, adică dacă are loc între două stări diferite, el poate fi considerat ca o succesiune de procese infinitesimale reversibile, fiecare fără schimbarea entropiei.

3. *Este imposibil să se readucă la starea inițială un sistem izolat în care s'a produs un proces real,* întrucât procesul sau procesele pentru readucerea sistemului la starea inițială fiind de sens contrar sensului primului proces, trebuie să se facă cu micșorarea entropiei, ceeace, după enunțul 1, este imposibil pentru procesele reale în condiții obișnuite.

4. *Randamentul maxim al unei mașini depinde de cele două temperaturi între care lucrează.* Randamentul unei mașini care produce lucru mecanic este dat de raportul dintre lucrul mecanic produs și căldura absorbită. Randamentul este maxim când ciclul transformărilor este reversibil, pentru că altfel intervin diferite frecări, care micșorează randamentul. Presupunând că mașina funcționează printr'o succesiune de procese reversibile, variația entropiei dealungul unui ciclu va fi zero. Din enunțul 4 rezultă că într'o parte a ciclului va fi o temperatură mai înaltă, T , iar în altă parte, o temperatură mai joasă, T' . Variația entropiei în partea caldă a mașinii este Q/T , unde Q este căldura dată de această parte a mașinii, din care o fracțiune se transformă în lucru mecanic L , iar restul, Q' , este absorbită în partea rece a mașinii, producând aici o creștere a entropiei, egală cu Q'/T' .

Procesul total fiind reversibil :

$$\frac{Q}{T} = \frac{Q'}{T'} \quad (6)$$

Randamentul maxim este :

$$\frac{L}{Q} = \frac{Q - Q'}{Q},$$

sau, împreună cu (6) :

$$\frac{L}{Q} = \frac{T - T'}{T}.$$

5. *Când se produce lucru mecanic într'un ciclu, o parte din căldură devine nedisponibilă.* Această concluzie rezultă din enunțul precedent, după care, chiar în transformările reversibile, căldura Q' devine nedisponibilă, fiind trecută în corpul rece (de exemplu în condensatorul mașinii), de unde ar putea

fi utilizată total sau parțial, numai dacă s'ar dispune de un corp și mai rece. Se spune că această căldură Q' ajunge la o temperatură mai joasă, deci la un „nivel” termodinamic inferior. La transformările ireversibile, cantitatea de căldură nedisponibilă se mărește din cauza frecărilor.

6. *Un dispozitiv care este în legătură cu o singură sursă de căldură nu poate produce lucru mecanic* Din enunțul 4 rezultă că, atunci când lipsește o diferență de temperatură dealungul ciclului — ciclul este isoterm —, $T - T' = 0$, iar randamentul L/Q este nul. Acest rezultat se poate enunța și sub forma: *căldura este o energie nedisponibilă isoterm* (nici sub formă de căldură și nici sub formă de lucru mecanic).

7. *Nu poate exista un dispozitiv — perpetuum mobile de gradul II — care să absoarbă căldură dela o sursă și să producă lucru mecanic, fără ca sistemul să sufere și alte schimbări.* Acest enunț este o altă formă a enunțurilor 5 și 6. De aici rezultă imposibilitatea de a folosi căldura mărilor pentru a produce lucru mecanic. Producerea unui lucru mecanic prin folosirea diferenței de temperatură dintre fundul și suprafața mărilor, nu constituie o imposibilitate termodinamică.

8. *Creșterea entropiei este proporțională cu creșterea logaritmului probabilității.* Să presupunem că într'un volum V_1 se găsesc m molecule de gaz ideal în mișcare desordonată. Urmărind una dintre moleculele gazului, se constată că ea se află, când în una din jumătățile vasului, când în cealaltă jumătate. Notând timpul în care molecula se găsește, de exemplu, în jumătatea din dreapta, și timpul în care molecula se găsește în jumătatea din stânga a vasului, se constată că, după o observație mai îndelungată, însumările timpurilor de o parte și de alta, tind să se egaleze. Probabilitatea ca molecula să se găsească într'una din jumătățile vasului este $\pi = 1/2$. Dacă se urmăresc două molecule A și B , ele se pot afla, la un moment dat, într'una din pozițiile indicate în următoarea schemă, față de cele două jumătăți ale vasului:

AB	—
A	B
B	A
—	AB

Probabilitatea ca ambele molecule să se găsească împreună într'una din jumătățile vasului, sau într'o altă poziție din schemă, este $\pi = 1/4 = (1/2)^2$.

Urmărind același raționament pentru m molecule, rezultă că probabilitatea ca toate cele m molecule să se găsească, la un moment dat, într'una din jumătățile vasului, este $\pi = (1/2)^m$, iar probabilitatea de a nu se găsi în această situație excepțională este inversul acestui număr, adică $\pi_1 = 2^m$. Acest din urmă număr este o măsură a gradului de desordine al mișcării moleculelor în condițiile menționate.

Dacă se dublează la V_2 volumul în care se mișcă cele m molecule ale gazului, pentru a compara gradul de desordine cu mișcarea din cazul precedent, va trebui să se observe situația într'o porțiune din volumul total, egală cu volumul în care au fost făcute observațiile precedente, adică într'un sfert din volumul V_2 , ocupat acum de gaz. Probabilitatea ca cele m molecule ale gazului să se găsească simultan într'un anumit sfert al volumului V_2 va fi $\pi = (1/4)^m$, care indică gradul de desordine în volumul V_2 , după criteriul folosit aici.

Comparând probabilitățile care indică același grad de desordine în cele două situații, se constată că raportul probabilităților este:

$$\frac{\pi_2}{\pi_1} = \left(\frac{4}{2}\right)^m = \left(\frac{2}{1}\right)^m,$$

sau, în general :

$$\frac{\pi_2}{\pi_1} = \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^m. \quad (7)$$

La același rezultat s'ar ajunge și dacă s'ar folosi alte criterii pentru definirea gradului de desordine al mișcării moleculare.

Logaritmând ecuația (7) :

$$\ln \pi_2 - \ln \pi_1 = m \ln \frac{V_2}{V_1}$$

și punând $m = nN$, unde n este numărul de moli de gaz, iar N numărul de molecule într'un mol de gaz, se obține :

$$\ln \pi_2 - \ln \pi_1 = nN \ln \frac{V_2}{V_1},$$

care, împreună cu ecuația (5), dă relația enunțată între entropie și probabilitate :

$$S_2 - S_1 = \frac{R}{N} (\ln \pi_2 - \ln \pi_1).$$

Dacă un corp este pus în contact cu un corp mai rece, vitezele medii diferite ale moleculelor, care sunt funcție de temperaturile respective, vor tinde să se egaleze, cu rezultatul unei anulări a diferenței de temperatură. Și în acest caz sistemul trece de la starea de probabilitate mai mică, în care, într-o parte a sistemului, viteza medie a moleculelor este mai mică, la o probabilitate mai mare, în care viteza medie a moleculelor este aceeași în tot sistemul.

Analizând și alte transformări se ajunge la aceeași concluzie : *un sistem izolat variază către stări de probabilitate mai mare.*

4. Lucrul maxim

Din considerațiile de mai sus asupra entropiei rezultă că, fără nicio restricție, starea de echilibru este caracterizată prin invarianța entropiei. $\Delta S = 0$ este criteriul cel mai general pentru starea de echilibru a unui sistem izolat. În multe cazuri, când sistemul nu este izolat, ci supus unor influențe exterioare, de exemplu temperatura sau (și) presiunea mediului, este util să se găsească criteriile corespunzătoare pentru echilibrul sistemului, ținând seamă de dependența lui de mediul înconjurător.

Astfel de exemplu, când sistemul care interesează este influențat de temperatura (constantă) a mediului exterior sistemului, cu care poate face schimburi de căldură, criteriul de echilibru rezultă din următorul raționament :

În ecuația de bază :

$$\Delta U = Q - L,$$

Q și L au valori diferite, după fazele intermediare ale transformării. Considerând cazul când transformarea se face reversibil, se constată următoarele :

a) Căldura absorbită (de la mediul înconjurător) este căldura care rezultă din creșterea entropiei sistemului :

$$(Q)_1^2 = T (\Delta S)_1^2 = T (S_2 - S_1).$$

b) Lucrul mecanic produs este maxim, deoarece, procesul fiind reversibil, cantitatea maximă de căldură se transformă în lucru mecanic, nefiind pierderi prin frecări sau prin alte degradări ale energiei, afară de cea semnalată în enunțul 4 al principiului entropiei (p. 50).

Introducând aceste rezultate în ecuația (3), se obține :

$$\Delta U = T\Delta S - L_{\max}$$

sau :

$$L_{\max} = T\Delta S - \Delta U,$$

unde $L_{\max}$ este lucrul mecanic produs de sistem. Lucrul maxim absorbit de sistemul care variază între două stări 1 și 2, este :

$$\begin{aligned} -(L_{\max})_1^2 &= (\Delta U)_1^2 - T(\Delta S)_1^2 = (U_2 - TS_2) - (U_1 - TS_1) = \\ &= A_2 - A_1 = (\Delta A)_1^2, \end{aligned}$$

unde $A = U - TS$ este o nouă proprietate termodinamică, numită *lucru maxim* sau *energie liberă la volum constant*.

Intr'un sistem care se găsește în schimb de căldură cu exteriorul, lucrul mecanic produs în timpul unui proces real este mai mic decât lucrul (mecanic) maxim ($-\Delta A$), produs în transformarea reversibilă și calculat mai sus :

$$L < -\Delta A.$$

Când într'un proces, lucrul mecanic este nul, de exemplu când procesul are loc într'un vas închis, $L = 0$,

$$\Delta A > 0,$$

iar condiția ca procesul să fie posibil din punct de vedere termodinamic este :

$$\Delta A < 0.$$

Condiția de echilibru este deci :

$$\Delta A = 0.$$

$\Delta A = 0$ este criteriul echilibrului isoterm și isocor.

Acest criteriu se aplică și echilibrului chimic corepunzător unei reacții în care nu apare lucru mecanic, adică unei reacții fără creștere sau scădere de volum, sau unei reacții care se produce într'un vas închis (de exemplu într'o autoclavă).

5. Energia liberă

Când sistemul studiat se găsește, atât sub influența temperaturii, cât și sub influența presiunii mediului înconjurător, adică la temperatură și presiune constantă, criteriul de echilibru isoterm și isobar se deduce astfel :

Lucrul mecanic maxim $-(\Delta A)_1^2$ produs într'o transformare reversibilă se poate împărți în :

a) Lucrul mecanic necesar pentru deplasarea atmosferei mediului înconjurător :

$$p(\Delta V)_1^2 = p(V_2 - V_1),$$

și care intervine în toate cazurile, tocmai datorită prezenței atmosferei înconjurătoare (condiția de presiune constantă).

b) Restul lucrului mecanic maxim, care poate fi utilizat în alte scopuri, adică lucrul mecanic disponibil, și care constituie diferența dintre lucrul maxim total și cel nedisponibil, inevitabil necesar pentru deplasarea atmosferei:

$$-(\Delta A)_1^2 - p(\Delta V)_1^2 - (A_1 + pV_1) - (A_2 + pV_2) = F_1 - F_2 = -(\Delta F)_1^2.$$

Expresiile din paranteze depinzând numai de starea sistemului, iar nu de drumul transformării, definesc o nouă proprietate termodinamică numită *energie liberă* (disponibilă) sau *energie liberă la presiune constantă* și care se notează cu F sau cu G . Ecuația de definire este:

$$F = A + pV$$

sau, împreună cu relațiile anterioare pentru A și H :

$$F = (U - TS) + pV = (U + pV) - TS = H - TS. \quad (8)$$

Energia liberă este energie disponibilă isoterm. Ca exemplu, urmează să se calculeze variația energiei libere pentru expandarea isotermă a unui mol de gaz ideal, de la volumul V_1 la volumul V_2 . Variația energiei libere este dată de ecuația generală:

$$(\Delta F)_1^2 = (\Delta U)_1^2 - T(S_2 - S_1) + p_2V_2 - p_1V_1$$

care, în cazul special, studiat aici, devine:

$$(\Delta F)_1^2 = -T(S_2 - S_1), \quad (9)$$

deoarece energia internă U a gazului nu se schimbă în timpul transformării (transformarea fiind isotermă), iar diferența $p_2V_2 - p_1V_1$ este de asemenea nulă, conform legii gazelor perfecte pentru transformarea isotermă. Împreună cu ecuația (5), ecuația (9) devine:

$$(\Delta F)_1^2 = -RT \ln \frac{V_2}{V_1} = -RT \ln \frac{p_1}{p_2} = RT \ln \frac{p_2}{p_1}. \quad (10)$$

Lucrul mecanic disponibil ($L - p\Delta V$), produs într'un proces real (irreversibil), va fi mai mic decât lucrul maxim disponibil $-\Delta F$, produs într'un proces reversibil și calculat mai sus:

$$(L - p\Delta V) < -\Delta F.$$

Când într'un proces nu există alt lucru mecanic decât cel necesar pentru deplasarea atmosferei, de exemplu când procesul are loc la presiunea atmosferică, sau la o altă presiune constantă, fără producerea unui lucru mecanic util (sau de electricitate), lucrul mecanic disponibil ($L - p\Delta V$) este zero:

$$\Delta F < 0.$$

Condiția ca procesul să fie imposibil este:

$$\Delta F > 0,$$

iar condiția de echilibru pentru o transformare sub influența temperaturii și a presiunii exterioare este :

$$\Delta F = 0.$$

$\Delta F = 0$ este criteriul pentru echilibrul isoterm și isobar.

Acest criteriu se aplică și echilibrului chimic, când o reacție se produce la presiune constantă și, în special, cum sunt cazurile cele mai frecvente, la presiunea atmosferică.

CĂLDURI SENSIBILE

Capacitatea calorică. Căldurile sensibile — spre deosebire de căldurile latente — sunt însoțite de o creștere de temperatură.

Pentru intervale mici de temperatură, căldura sensibilă este proporțională cu creșterea temperaturii :

$$dQ = C dt, \quad (11)$$

în care coeficientul de proporționalitate C se numește *capacitate calorică*, și reprezintă cantitatea de căldură care poate ridica cu un grad temperatura corpului sau a sistemului (omogen sau eterogen) încălzit. Capacitatea calorică se exprimă în kcal/grd sau în cal/grd.

Căldura specifică (reală). Capacitatea calorică este o proprietate extensivă, deci proporțională cu cantitatea de materie :

$$C = cG, \quad (12)$$

în care G este cantitatea de materie exprimată în kilograme sau în metri cubi, iar c este un alt factor de proporționalitate, caracteristic fiecărei substanțe, numit *căldură specifică (reală)*¹⁾. Unitățile căldurii specifice sunt kcal/kg. grd, respectiv kcal/m³. grd.

Din (11) și (12) rezultă :

$$dQ = cG dt \quad (13)$$

sau :

$$c = \frac{1}{G} \frac{dQ}{dt} = \frac{dq}{dt},$$

$q = Q/G$ fiind căldura sensibilă, considerată pentru unitatea cantității (kg, m³, mol) de substanță.

Căldura specifică medie. Căldurile specifice și molare sunt, în general, variabile cu temperatura și deci cu intervalul de temperatură în care se face încălzirea. Pentru a evita o integrare de fiecare dată când trebuie determinată căldura necesară încălzirii într'un interval finit de temperatură, se definește

¹⁾ Când G este exprimat în moli, c se numește capacitate calorică molară sau căldură molară (cal/mol. grd). Pentru un atom gram, căldura atomică (cal/atom g. grd). Pentru a fi consecvenți regulii generale după care mărimile molare se notează cu litere mari, iar cele specifice (pe kg), cu litere mici, vom însemna căldurile molare cu C ; $C = cM$, unde M este greutatea moleculară.

și aici un factor de proporționalitate — numit *căldură specifică* (respectiv *molară*) *medie* — valabil într'un interval finit de temperatură :

$$Q = (c_m)_{t_1}^{t_2} G \cdot (t_2 - t_1)$$

sau,

$$(c_m)_{t_1}^{t_2} = \frac{q}{t_2 - t_1} \quad (14)$$

Căldura specifică medie variază cu temperaturile limită t_1 și t_2 .

Expresia $(c_m)_{t_1}^{t_2}$ se citește : căldura specifică (sau molară) medie între temperaturile t_1 și t_2 .

Relația dintre căldura specifică (sau molară) reală și căldura specifică (sau molară) medie. Din (13) și (14) rezultă :

$$(c_m)_{t_1}^{t_2} = \frac{\int_{t_1}^{t_2} c \, dt}{(t_2 - t_1)} \quad (15)$$

Integrarea se poate face dacă se cunoaște funcția după care c variază cu temperatura, de exemplu :

$$c = a + bt + dt^2$$

cu rezultatul :

$$(c_m)_{t_1}^{t_2} = a + \frac{b}{2} (t_2 - t_1) + \frac{d}{3} (t_2^2 + t_1 t_2 + t_1^2) \quad (16)$$

sau, pentru căldura specifică medie între 0°C și o temperatură oarecare t :

$$(c_m)_0^t = a + \frac{b}{2} t + \frac{d}{3} t^2 \quad (17)$$

Cunoscând căldurile medii între 0 și $t^\circ\text{C}$ (tabele, diagrame) se deduce căldura specifică medie între t_1 și t_2 , după ecuația :

$$(c_m)_{t_1}^{t_2} = \frac{(c_m)_0^{t_2} t_2 - (c_m)_0^{t_1} t_1}{t_2 - t_1} \quad (18)$$

1. Căldurile specifice ale corpurilor solide

α) *Elemente* : După regula lui Dulong și Petit, căldura atomică a elementelor solide, cristalizate este constantă și egală cu $6,2$ cal/atom g·grd. Această regulă simplă se aplică în mod satisfăcător numai elementelor cu greutatea atomică mai mare decât 40 și la temperaturi peste 20°C .

Pe baza teoriei cinetice, Boltzmann a arătat că valoarea maximă a căldurilor atomice, pentru elementele chimice în stare solidă, este $3R = 5,97$ cal/atom g·grd.

Elementele ușoare: carbonul, borul, siliciul, fosforul și sulful au călduri atomice mai mici decât cele care ar rezulta după regula de mai sus.

Căldurile atomice cresc cu temperatura, tinzând — pentru toate elementele solide — spre valoarea $6,2$ cal/atom g·grd și scad cu micșorarea temperaturii, tinzând spre zero, când temperatura se apropie de zero absolut.

β) *Compuși*: După regula lui Kopp, căldura molară a unui compus solid este egală cu suma căldurilor atomice ale componentilor, luând următoarele valori:

Elemente	C	H	B	Si	O	F	P	S	Celelalte elemente
Căldura atomică	1,8	2,3	2,7	3,8	4,0	5,0	5,4	5,4	6,2 kcal/atom g·grd.

Regula lui Kopp este aproximativă și nu trebuie aplicată decât în cazul când nu se dispune de valori experimentale pentru căldurile molare sau specifice.

Călduri specifice (kcal/kg·grd)

Compusul	Kopp	Experimental
CuSO_4	0,173	0,148
MgSO_4	0,229	0,222
Na_2SO_4	0,238	0,202
H_2O	0,478	0,492

Pentru valorile căldurilor specifice ale materialelor și substanțelor solide v. tab. VI-8, Vol. II.

γ) *Ecuațiile lui Șelest*. Pentru substanțele solide și lichide, Șelest¹⁾ propune următoarele ecuații, bazate pe proporționalitatea căldurii molare cu numărul atomilor (z) din moleculă:

Căldura molară reală (cal/mol·grd) la temperatura $T^\circ\text{K}$:

$$C = z \cdot 0,9925 \left(\ln \frac{T}{36,1} + 1 \right). \quad (19)$$

Căldura molară medie între 0 și $T^\circ\text{K}$:

$$(C_m)_0^T = z \cdot 0,9925 \ln \frac{T}{36,1}. \quad (19a)$$

Căldura molară medie între T_1 și $T_2^\circ\text{K}$:

$$(C_m)_{T_1}^{T_2} = z \cdot 0,9925 \left(\frac{T_2}{T_2 - T_1} \cdot \ln \frac{T_2}{36,1} - \frac{T_1}{T_2 - T_1} \ln \frac{T_1}{36,1} \right). \quad (19b)$$

Pentru hidrocarburile aromatice ($\text{C}_n\text{H}_{2n-6}$) și pentru hidrocarburile alifatiche din seriile C_nH_{2n} și $\text{C}_n\text{H}_{2n+2}$, în stare solidă și lichidă, se folosesc următoarele formule:

Căldura molară reală (cal/mol·grd) la temperatura $T^\circ\text{K}$:

$$C = z \cdot 0,9925 \left(\ln \frac{T}{98,1} + 1 \right). \quad (19c)$$

Căldura molară medie între 0 și $T^\circ\text{K}$:

$$(C_m)_0^T = z \cdot 0,9925 \ln \frac{T}{98,1}. \quad (19d)$$

¹⁾ A. N. Șelest, Legile căldurilor specifice (NKTM—U.R.S.S.), 1946.

Căldura molară medie între T_1 și T_2 °K :

$$(C_m)_{T_1}^{T_2} = z \cdot 0,9925 \left(\frac{T_2}{T_2 - T_1} \ln \frac{T_2}{98,1} - \frac{T_1}{T_2 - T_1} \ln \frac{T_1}{98,1} \right). \quad (19 e)$$

Exemplu. Să se determine căldura molară a metanolului (CH_3OH) la 154 °K. La această temperatură, metanolul este în stare solidă. Se folosește ecuația (19) cu $z = 6$:

$$C = 6 \cdot 0,9925 \left(\ln \frac{154}{36,1} + 1 \right) = 6 \cdot 0,9925 \left(2,303 \lg \frac{154}{36,1} + 1 \right)$$

$$C = 14,6 \text{ cal/mol} \cdot \text{grad.}$$

Valoarea determinată experimental este 14,12 cal/mol·grad.

Pentru corpurile cu structură stratificată sau filiformă, Tarasov ¹⁾ a elaborat o teorie modernă a căldurilor specifice, bazată pe însumarea energiilor unor oscilatori mono- bi- și tridimensionali.

Pentru determinarea experimentală a căldurilor specifice la temperaturi înalte se folosește calorimetrul adiabatic cu reglare automată a lui Socolov ²⁾.

2. Căldurile specifice ale lichidelor (tabelele VI-8 a, b, c, vol. II)

Cu excepția amoniacului lichid și a câtorva compuși organici, apa are cea mai mare căldură specifică (tabela VI 8 d vol. II). Căldura specifică a lichidelor crește cu temperatura. Ecuațiile (19) — (19 e) ale lui Șelest se folosesc și pentru calculul căldurilor specifice la substanțe lichide.

3. Căldura specifică a soluțiilor

Căldura specifică a soluțiilor apoase scade cu creșterea concentrației. Căldura specifică a unei soluții nu se poate calcula aditiv din căldurile specifice ale componentilor.

4. Căldurile specifice ale gazelor

Energia termică acționează asupra unui gaz permanent, mărindu-i energia internă U și furnizând energia necesară pentru lucrul mecanic (contra atmosferei), când gazul își mărește volumul. Pentru o transformare infinitezimală :

$$dQ = dU + p dV. \quad (20)$$

a) *Căldura specifică la volum constant.* Când transformarea se face într'un vas închis, creșterea volumului (dV) este zero. Căldura necesară pentru

¹⁾ V. V. T a r a s o v, Teoria căldurii specifice a structurilor în lanț și stratificate, Jurnal Fizicescui Himii, XXIV, Ian. 1950, p. 111.

²⁾ V. A. S o c o l o v, Calorimetru pentru determinarea căldurilor specifice și a căldurilor latente la temperaturi înalte, Jurnal Tehnicescui Fizicii, XVIII, Iun., 1948, p. 813.

ridicarea temperaturii unității de cantitate (kg, m³, mol) cu un grad se numește căldura specifică (respectiv molară) la volum constant (c_v resp. O_v):

$$dQ = c_v dt = dU \quad (21)$$

sau,

$$c_v = \frac{dU}{dt}.$$

β) Căldura specifică la presiune constantă. Când încălzirea se face la presiune constantă (de exemplu într'un vas deschis, la presiunea atmosferică), căldura specifică la presiune constantă c_p este:

$$c_p = \left(\frac{dQ}{dt} \right)_p = \frac{dU}{dt} + p \frac{dV}{dt} = \left[\frac{d(U + pV)}{dt} \right]_p = \frac{dH}{dt}, \quad (22)$$

unde $H = E + pV$ este entalpia corpului încălzit.

γ) Pentru gazele ideale, unde legea $pV = RT$ este valabilă, ecuația (22) devine ¹⁾:

$$c_p = \frac{dU}{dt} + R$$

sau

$$c_p = c_v + R. \quad (23)$$

În tehnică se folosește mult raportul $\kappa = \frac{c_p}{c_v}$ dintre căldurile specifice la presiune constantă și la volum constant.

Pentru gazele ideale a căror energie internă se poate calcula din teoria cinetică a gazelor, căldurile specifice (tabelul 1) sunt constante cu variația temperaturii și rezultă din ecuațiile (21) și (22).

Tabela 1

Date termice pentru gazele ideale

	Gaze Ideale		
	monoatomice	biamice	triatomice
U cal/mol	$\frac{3}{2} RT = 3T$	$\frac{5}{2} RT = 5T$	$\frac{6}{2} RT = 6T$
c_v cal/mol·grd	$\frac{3}{2} R = 3$	$\frac{5}{2} R = 5$	$\frac{6}{2} R = 6$
c_p cal/mol·grd	$\frac{5}{2} R = 5$	$\frac{7}{2} R = 7$	$\frac{8}{2} R = 8$
$c_p/c_v = \kappa$	$\frac{5}{3} = 1,67$	$\frac{7}{5} = 1,40$	$\frac{8}{6} = 1,33$

¹⁾ $R = 1,987$ cal/mol·grd.

8) Pentru gaze reale, căldurile molare cresc cu complexitatea moleculei. Gazele cu constituție moleculară analoagă au căldurile molare apropiate între ele. Căldurile molare variază cu temperatura; variația cu temperatura este practic egală la gazele cu constituție moleculară asemănătoare. Variația cu temperatura poate fi exprimată prin relația :

$$C_p = a + bt + dt^2 \quad (24)$$

sau

$$C_p = a' + b'T + d'T^2 \quad (25)$$

după cum temperatura este în °C sau în °K ($T = t + 273,1$).

Tablă 2

Căldura molară (reală) a gazelor la presiune constantă (cal/mol·grad)

G a z u l	Coeficienții ecuațiilor (15) și (16)			Valabilitate	
	a a'	$b \cdot 10^3$ $b' \cdot 10^3$	$d \cdot 10^6$ $d' \cdot 10^6$	între °C	cu eroarea %
Gaze monoatomice :	4,98	0	0	—	—
Gaze rare, vapori metalici .	4,98	0	0	—	—
N ₂ , O ₂ , aer, CO, NO, HCl, HI, HBr, F ₂	6,935 6,761	0,677 0,606	0,13 0,13	0...2 200	1,5
H ₂ , HF	6,943 6,850	0,40 0,28	0,22 0,22	0...2 200	1,5
H ₂ O	8,361 8,217	0,883 0,178	1,3 1,3	0...2 200	1,5
NH ₃	8,42 6,70	6,3 6,3	0	0...500	1,5
H ₂ S	8,183 7,199	3,6 3,6	0	0...300	5...10
Cl ₂ , S ₂	8,66 8,56	0,3 0,3	0	0...2 200	5
CO ₂ , SO ₂	9,085 7,713	4,8 5,3	-0,83 -0,83	0...2 200	2,5
CH ₄	8,52 5,90	9,6 9,6	0	-100...150	5

Tabela 3

Căldura molară medie (la presiune constantă = 1 at) $(C_{pm})_0^t$ cal/mol·grd sau kcal/kmol·grd¹⁾.

t°C	H ₂	N ₂	O ₂	CO	Aer	H ₂ O	CO ₂	CH ₄	C ₂ H ₄	C ₂ H ₂
0	6,86	6,96	6,99	6,96	6,94	7,98	6,81	8,24	10,02	10,13
100	6,92	6,97	7,05	6,97	6,96	8,03	9,17	8,66	11,27	11,00
200	6,95	7,00	7,15	7,00	7,01	8,12	9,65	9,40	12,46	11,67
300	6,97	7,04	7,26	7,06	7,06	8,22	10,06	10,10	13,55	12,25
400	6,98	7,09	7,38	7,12	7,13	8,34	10,40	10,77	14,57	12,70
500	6,99	7,15	7,49	7,19	7,20	8,47	10,75	11,41	15,49	13,10
600	7,01	7,21	7,59	7,27	7,27	8,60	11,03	12,03	16,33	13,47
700	7,03	7,27	7,68	7,34	7,34	8,74	11,28	12,62	17,08	13,80
800	7,06	7,35	7,77	7,43	7,42	8,89	11,50	13,17	17,90	14,12
900	7,09	7,42	7,85	7,50	7,49	9,04	11,70	13,68	18,46	14,40
1 000	7,12	7,49	7,92	7,57	7,56	9,18	11,88	14,17	19,08	14,67
1 100	7,15	7,56	7,98	7,64	7,62	9,32	12,05			
1 200	7,20	7,62	8,04	7,70	7,68	9,45	12,19			
1 300	7,24	7,67	8,11	7,76	7,73	9,58	12,32			
1 400	7,28	7,73	8,16	7,81	7,78	9,72	12,45			
1 500	7,32	7,78	8,20	7,85	7,84	9,84	12,56			
1 600	7,36	7,82	8,24	7,90	7,88	9,96	12,66			
1 700	7,40	7,86	8,28	7,94	7,92	10,09	12,75			
1 800	7,45	7,91	8,33	7,98	7,96	10,20	12,84			
1 900	7,49	7,94	8,38	8,02	7,99	10,30	12,92			
2 000	7,53	7,98	8,42	8,05	8,03	10,41	12,99			
2 100	7,57	8,01	8,45	8,09	8,06	10,52	13,06			
2 200	7,62	8,05	8,48	8,12	8,08	10,61	13,13			
2 300	7,66	8,08	8,52	8,15	8,12	10,71	13,19			
2 400	7,70	8,10	8,56	8,18	8,14	10,79	13,24			
2 500	7,74	8,14	8,59	8,21	8,18	10,87	13,30			
2 600	7,78	8,17	8,63	8,24	8,20	10,96	13,34			
2 700	7,81	8,19	8,65	8,26	8,23	11,03	13,39			
2 800	7,85	8,22	8,68	8,28	8,25	11,11	13,43			
2 900	7,89	8,24	8,72	8,30	8,27	11,18	13,48			
3 000	7,92	8,26	8,76	8,32	8,29	11,23	13,52			

ε) Ecuațiile lui Șelest²⁾ pentru gaze:

Căldura molară reală la volum constant (cal/mol·grd), la temperatura T°K, pentru un gaz care are în moleculă z atomi, este:

$$C_v = z \cdot 0,9925 \left(\ln \frac{T}{98,1} + 1 \right).$$

¹⁾ Hütte, Manualul Inginerului, București, Ed. Tehnică, 1949, p. 548.

²⁾ loc. cit.

Căldura molară medie la volum constant între temperaturile 0 și $T^{\circ}\text{K}$, este :

$$(C_{vm})_0^T = z \cdot 0,9925 \ln \frac{T}{98,1}.$$

Căldura molară medie la volum constant între temperaturile T_1 și T_2 , $^{\circ}\text{K}$, este :

$$(C_{vm})_{T_1}^{T_2} = z \cdot 0,9925 \left(\frac{T_2}{T_2 - T_1} \ln \frac{T_2}{98,1} - \frac{T_1}{T_2 - T_1} \ln \frac{T_1}{98,1} \right).$$

Căldurile molare la presiune constantă se obțin din cele la volum constant, cu ajutorul ecuației :

$$C_p = C_v + 1,987.$$

ξ) Pentru amestecuri de gaze, căldura molară reală sau medie este :

$$C = C_A N_A + C_B N_B + C_C N_C + \dots \quad (26)$$

sau,

$$C = C_A \cdot \frac{A}{100} + C_B \cdot \frac{B}{100} + C_C \cdot \frac{C}{100} + \dots \quad (27)$$

unde :

C este căldura molară reală sau medie, în $\text{cal/mol} \cdot \text{grd}$;

$C_A, C_B, \dots$ — călduri molare reale, respectiv medii, ale componentelor amestecului, în $\text{cal/mol} \cdot \text{grd}$;

$N_A, N_B, \dots$ — fracțiile molare ale componentelor în amestec;

$A, B, \dots$ — procente (volumetrice) ale componentelor în amestec, în %.

Căldurile specifice, în $\text{kcal/m}^3 \cdot \text{grd}$, se obțin din căldura molară — relațiile (26) și (27) — înmulțind căldura molară cu numărul de moli care se găsesc în condițiile date într'un metru cub de amestec gazos (de exemplu $44,6 \text{ moli/m}^3$ la 0°C și 760 mm col. Hg), adică :

$$c_{\text{kcal/m}^3 \cdot \text{grd}} = \frac{44,6}{1000} \cdot \frac{p}{760} \cdot \frac{273}{t + 273} C_{\text{cal/mol} \cdot \text{grd}} \quad (28)$$

Căldura specifică, în $\text{kcal/kg} \cdot \text{grd}$, este dată de căldura molară împărțită prin greutatea moleculară (g/mol) medie a amestecului :

$$c_{\text{kcal/kg} \cdot \text{grd}} = \frac{1}{1000M} C_{\text{cal/mol} \cdot \text{grd}} \quad (29)$$

În funcție de temperatură, căldura molară C a unui amestec gazos se găsește însumând produsele între căldurile molare ale componentelor în

funcție de temperatură, după ecuațiile (24) sau (25), cu fracțiile molare respective :

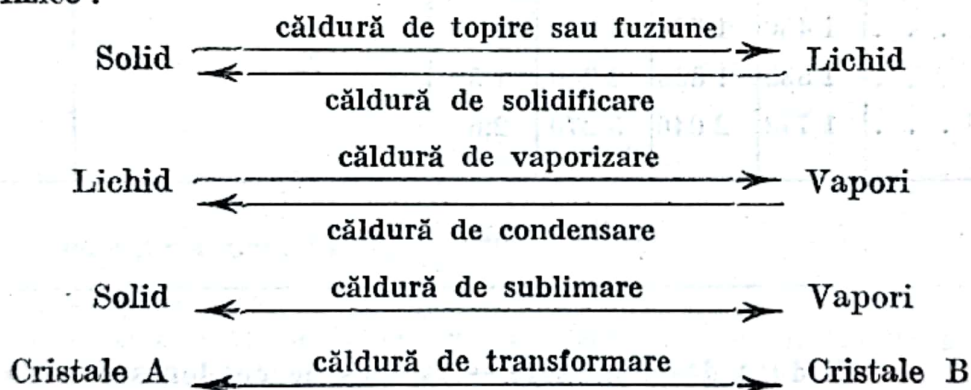
$$\begin{aligned} C_A N_A &= a_A N_A + b_A N_A t + d_A N_A t^2 \\ C_B N_B &= a_B N_B + b_B N_B t + d_B N_B t^2 \\ &\dots \dots \dots \\ C &= \sum a_N + (\sum b_N) t + (\sum d_N) t^2 \end{aligned} \quad (30)$$

iar căldura molară medie între 0 și $t^\circ\text{C}$:

$$(C_m)_0^t = \sum a_N + (\sum b_N) \frac{t}{2} + (\sum d_N) \frac{t^2}{3}. \quad (31)$$

CĂLDURI LATENTE

Căldurile latente sunt căldurile absorbite sau eliberate fără schimbare de temperatură. Absorbția sau eliberarea căldurii — deci mărirea, respectiv micșorarea energiei interne a corpului — fără schimbare de temperatură indică o modificare a legăturilor intermoleculare și, prin urmare, o schimbare a stării fizice :



Transformările în sensuri contrare se fac cu aceeași cantitate de căldură : căldura de topire este egală, dar de semn contrar, cu căldura de solidificare ; căldura de vaporizare este egală, dar de semn contrar, cu căldura de condensare, etc.

Căldurile latente se referă la 1 kg din substanța considerată (kcal/kg).

Căldurile latente molare se referă la un mol de compus sau la un atom-gram de element (cal/mol).

În termodinamică se consideră pozitive căldurile absorbite de sistem (deci căldurile de topire, de vaporizare sunt pozitive, iar cele de solidificare, de condensare, negative), pe când în tehnică și în termochimie se consideră pozitive căldurile eliberate.

Căldura de topire (fuziune) — căldura de solidificare

În tabela 4 sunt date căldura și temperatura de topire pentru câteva substanțe.

Pentru metale, există următoarea regulă simplă, dar a cărei mare aproximație rezultă din tabela 4 : raportul dintre căldura atomică de topire și temperatura absolută de topire este 2,2 :

$$L_F : T_F = 2,2. \quad (32)$$

Tabela 4

Călduri de topire

Metalul	Punctul de topire		Căldura atomică de topire cal/atomg	$\frac{L_F}{T_F}$	Substanța	Punctul de topire °C	Căldura de topire kcal/kg
	°C	°K					
Sodiu . . .	78	371	629	1,7	Fosfor (alb)	44,1	5,2
Staniu . . .	232	505	1 600	3,2	Sulf (rombic)	112,8	9,4
Plumb . . .	327	600	1 160	1,9	Sulf (monoclinic) . . .	119	11
Zinc	419	692	1 660	2,4	Hidroxid de sodiu . . .	328	40
Aluminiu . .	657	930	2 340	2,5	Parafină	54	35
Argint . . .	961	1 234	2 800	2,3	Acid stearic	70	48
Cupru . . .	1 083	1 356	2 650	2,0	Gheață	0,00	79,5
Nichel . . .	1 450	1 723	4 280	2,5			
Fier	1 535	1 808	2 700	1,5			
Platină . . .	1 773	2 046	5 270	2,6			
Media				2,26			

Căldura de vaporizare — căldura de condensare

Căldura de vaporizare variază cu presiunea și, deci, cu temperatura de fierbere a lichidului, și anume scade cu creșterea temperaturii și a presiunii, devenind zero la punctul critic.

Metode pentru calculul căldurii de vaporizare

a) Regula lui Trouton: Raportul dintre căldura molară de vaporizare și temperatura absolută T_n de fierbere, la punctul normal de fierbere (1 Atm) este constant: $L_V/T_n = K$. Valoarea constantei este 21 pentru multe substanțe (v. tabela VI-9 c, vol. II). Regula este numai aproximativă și nu se aplică la substanțe polare (apă, alcooli, acizi).

Exemplu. Să se calculeze, cu ajutorul regulii de mai sus, căldura de vaporizare a benzenului (punct normal de fierbere: 80,2°C).
Căldura molară de vaporizare:

$$L_V = 21 (273,1 + 80,2) = 7\,419 \text{ cal/mol.}$$

Greutatea moleculară a benzenului:

$$M = 78 \text{ g/mol.}$$

Căldura de vaporizare a benzenului :

$$r = L_V/M = 95,2 \text{ kcal/kg.}$$

Căldura de vaporizare a benzenului (determinată experimental) = 94,5 kcal/kg.
Eroare : 0,74 %.

β) *Ecuația lui Kistyakowsky* dă rezultate bune pentru substanțe nepolare :

$$\frac{L_V}{T_n} = 8,75 + 4,575 \lg T_n. \quad (33)$$

Exemplu. Să se calculeze, cu ajutorul ecuației lui Kistyakowsky, căldura de vaporizare a benzenului la punctul normal de fierbere :

$$L_V = (273,1 + 80,2) [8,75 + 4,575 \lg (273,1 + 80,2)] = 7\,211 \text{ cal/mol} = 92,6 \text{ kcal/kg.}$$

γ) *Ecuația lui Clapeyron* este dedusă termodinamic și dă rezultate exacte când se cunosc toate datele necesare :

$$\frac{dp}{dT} = \frac{L_V}{aT(V'' - V')} \quad (34)$$

sau

$$\frac{dP}{dT} = \frac{r}{AT(v'' - v')} \quad (35)$$

unde :

p este presiunea, în Atm ;

P — presiunea, în kgf/m² ;

T — temperatura absolută de fierbere sub presiunea p , în °K ;

L_V — căldura molară de vaporizare, în cal/mol ;

r — căldura de vaporizare, în kcal/kg ;

V'' — volumul molar al vaporilor la presiunea p și temperatura T , în cm³/mol ;

V' — volumul molar al lichidului la presiunea p și temperatura T , în cm³/mol ;

v'' — volumul specific al vaporilor la presiunea P și temperatura T , în m³/kg ;

v' — volumul specific al lichidului la presiunea P și temperatura T , în m³/kg ;

a — 1/41,3, în cal/Atm. cm³ ;

A — 1/427, în kcal/kgf. m.

Raportul dp/dT poate fi obținut: a) din derivarea ecuațiilor care dau presiunea de vapor în funcție de temperatură ; b) măsurând coeficientul unghiular al tangentei la curba care dă presiunea de vapor în funcție de temperatură, sau c) din raportul dintre diferențe finite, dar mici, de presiuni și temperaturi, când variația presiunii cu temperatura este dată într-o tabelă.

Exemplu. Cu ajutorul ecuației lui Clapeyron să se determine căldura de vaporizare a apei la 100°C, știind că presiunea de vapor a apei la 99°C este 9 969, iar la 101°C este 10 707 kgf/m².

1	Temperatura de vaporizare t	100	°C	dat
2	Temperatura absolută de vaporizare T	373	°K	273+(1)
3	Presiunea vaporilor la 99°C P_1	9 969	kgf/m ²	dat
4	Presiunea vaporilor la 101°C P_2	10 707	kgf/m ²	dat
5	Diferența de presiune . . . ΔP	738	kgf/m ²	(4) - (3)
6	Diferența de temperatură . . ΔT	2	°C	101-99
7	Raportul $dP/dT = \Delta P/\Delta T$	369	kgf/m ² ·grd	(5) : (6)
8	Volumul specific al vaporilor la 100 °C v''	1,673	m ³ /kg	tab. 5
9	Volumul specific al lichidului la 100°C v'	0,001	m ³ /kg	tab. 5
10	Căldura de evaporare la 100°C r	538,9	kcal/kg	ecuația 35
11	Idem (valoarea din tabela 5) .	538,9	kcal/kg	tab. 5

Problema poate fi rezolvată și cu ajutorul tabelii VI-5-e₂, vol. II.

Ecuația lui Clapeyron este mai ușor de folosit — dar cu precizie mai mică — dacă se introduc următoarele două ipoteze simplificatoare : 1) volumul specific (sau molar) al lichidului este neglijabil față de volumul specific (sau molar) al vaporilor, și 2) vaporii urmează legea gazelor perfecte. Cu aceste simplificări, ecuația lui Clapeyron devine :

$$\frac{dp}{dT} = \frac{pL_v}{aRT^2} \quad (36)$$

respectiv

$$\frac{dP}{dT} = \frac{Pr}{ART^2} \quad (37)$$

Această metodă simplificată nu dă rezultate acceptabile în apropierea punctului critic.

Exemplu. Să se aplice ecuația simplificată, la exemplul precedent :

$$r = \frac{dP}{dT} \cdot \frac{ART^2}{P} = 369 \cdot \frac{47,11 \cdot (373)^2}{427 \cdot 10\,332} = 535,8 \text{ kcal/kg ;}$$

47,11 m/grd este constanta gazelor pentru vaporii de apă = 848/18, când se consideră P în kgf/m² și v , volumul specific, în m³/kg ; 10 332 kgf/m² este presiunea (la 1 Atm) vaporilor de apă la temperatura normală de fierbere de 100°C.

Eroarea față de valoarea din tabelă este de 0,58 %.

8) *Formula Klein* dă rezultate satisfăcătoare pentru calculele tehnice și are avantajul că nu implică citiri pe grafice.

Trebuie să se cunoască temperatura critică, presiunea critică și presiunea de vaporii la temperatura la care trebuie calculată căldura de vaporizare :

$$L_v = \frac{RT}{T_r - 1} \sqrt{1 - \frac{P_r}{T_r^2}} \ln P_r$$

în care :

- L_v este căldura molară de vaporizare, în cal/mol;
 T — temperatura absolută, în °K;
 T_c — temperatura (absolută) critică, în °K;
 $T_r = T/T_c$ — temperatura redusă, (nedimensional);
 P — presiunea de vapori la temperatura T ;
 P_c — presiunea critică (aceleași unități ca la P);
 $P_r = P/P_c$ — presiunea redusă;
 $R = 1,987$ — constanta gazelor, în cal/mol·grd.

Când trebuie calculată căldura de vaporizare la o temperatură la care nu se cunoaște tensiunea de vapori, se calculează căldura de vaporizare la altă temperatură (de exemplu la punctul normal de fierbere) și se trece apoi la o temperatură dată, prin metodele expuse la punctele η și de mai jos.

ε) Cu ajutorul liniilor lui Dühring. Punând ecuația (36) odată pentru corpul de cercetat și odată pentru substanța de referință, și împărțind, se obține :

$$L_v = L'_v \frac{dT'}{dT} \left(\frac{T}{T'} \right)^2, \quad (38)$$

unde :

- L_v este căldura molară de vaporizare, în cal/mol;
 T — temperatura absolută de vaporizare, în °K;
 L'_v — căldura molară de vaporizare a substanței de referință la aceeași presiune, în cal/mol;
 T' — temperatura absolută de vaporizare a substanței de referință la aceeași presiune, așa cum rezultă din liniile lui Dühring, în °K (v. fig. 6 din secțiunea Bilanțul materialelor);
 $dT'/dT = \Delta T'/\Delta T$ — coeficientul unghiular al liniei lui Dühring.

Exemplu. Să se calculeze, cu ajutorul liniilor lui Dühring, căldura de vaporizare a alcoolului etilic la 40°C.

1	Temperatura de vaporizare a alcoolului t	40	°C	dat
2	Temperatura corespunzătoare pentru apă t'	58	°C	fig. 6 p. 34
3	Temperatura absolută de vaporizare a alcoolului T	313	°K	(1) + 273
4	Temperatura absolută corespunzătoare pentru apă T'	331	°K	(2) + 273
5	Coeficientul unghiular al liniei lui Dühring $\Delta T'/\Delta T$	1,11	—	fig. 6 p. 34
6	Căldura de vaporizare a apei la t °C r	563,5	kcal/kg	tab. 5
7	Căldura molară de vaporizare a apei la t °C. L'_v	10 143	cal/mol	18 (6)
8	Căldura molară de vaporizare a alcoolului la 40 °C L_v	10 078	cal/mol	ecuația (38)
9	Idem determinată experimental	9 880	cal/mol	
10	Eroarea	1,2	%	$100 \cdot [(8) \cdot (9)] : (9)$

7) *Metoda lui Othmer* este analoagă cu metoda liniilor lui Dühring. Plecând de la ecuația lui Clapeyron sub forma (36), pentru substanța de cercetat și pentru o substanță de referință la aceeași temperatură (spre deosebire de liniile lui Dühring, care sunt pentru presiune egală), rezultă :

$$\frac{dp}{dT} = \frac{pL_V}{ART^2} \quad \frac{dp'}{dT} = \frac{p'L'_V}{ART^2} \quad (39)$$

și, împărțind :

$$\frac{\frac{dp}{p}}{\frac{dp'}{p'}} = \frac{L_V}{L'_V} \quad (40)$$

rezultă, după integrare :

$$\lg p = \frac{L_V}{L'_V} \lg p' + C \quad (41)$$

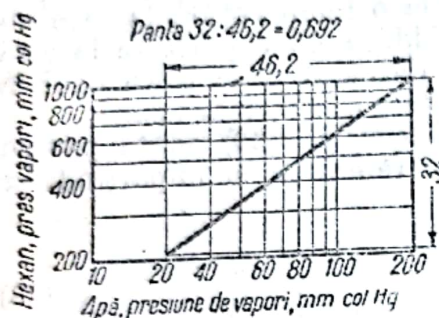


Fig. 3. Diagrama lui Othmer hexan-apă.

C fiind constanta de integrare. Această ecuație reprezintă relația dintre presiunea de vapori a substanței cercetate și presiunea de vapori, la aceeași temperatură, a substanței de referință. Reprezentată într-o diagramă logaritmică, linia obținută s'a dovedit a fi mai apropiată de o dreaptă decât oricare altă reprezentare de acest fel. În diagrama logaritmică, coeficientul unghiular al dreptei este raportul L_V/L'_V din care se poate găsi L_V , când se cunoaște L'_V la aceeași temperatură.

Exemplu. Să se determine căldura de vaporizare a hexanului la punctul normal de fierbere, folosind metoda lui Othmer.

1	Punctul normal de fierbere al hexanului t	69	°C	tab. VI-5 vol. II
2	Panta liniei Othmer a hexanului L_V/L'_V	0,692	—	diagrama fig. 3
3	Căldura de vaporizare pentru apă la $t^\circ\text{C}$ r'	558	kcal/kg	tab. 5
4	Greutatea moleculară a apei	18	g/mol	—
5	Căldura molară de vaporizare a apei la $t^\circ\text{C}$ L'_V	1 004,4	cal/mol	(3)·(4)
6	Căldura molară de vaporizare a hexanului L_V	6 948	cal/mol	(2)·(5)
7	Greutatea moleculară a hexanului	86,2	g/mol	—
8	Căldura de vaporizare a hexanului r	80,6	kcal/kg	(6) : (7)
9	Căldura de vaporizare a hexanului (experimental) . . .	79,2	kcal/kg	
10	Eroare	1,8	%	100[(8)–(9)]:(9)

Acastă metodă se folosește și în cazul când lichidul este o soluție.

η) *Metoda lui Watson* servește pentru determinarea căldurii de vaporizare a unui lichid la o temperatură oarecare t , când se cunoaște căldura lui de vaporizare L_B , la o altă temperatură t_B , și temperatura lui critică, după ecuația :

$$L_V = \gamma L_B \frac{T}{T_B}, \text{ sau } r = \gamma r_B \frac{T}{T_B} \quad (42)$$

în care :

$T = t + 273$ este temperatura absolută, în °K;

L_V — căldura molară de vaporizare la temperatura t , în cal/mol;

r — căldura de vaporizare la temperatura t , în kcal/kg;

L_B — căldura molară de vaporizare la temperatura t_B , în cal/mol;

r_B — căldura de vaporizare la temperatura t_B , în kcal/kg;

$T_B = t_B + 273$ — în °K;

γ — factor dedus din diagramă (fig. 4), în funcție de T_r ;

$T_r = T/T_c$ — temperatura redusă;

T_c — temperatura absolută critică, în °K.

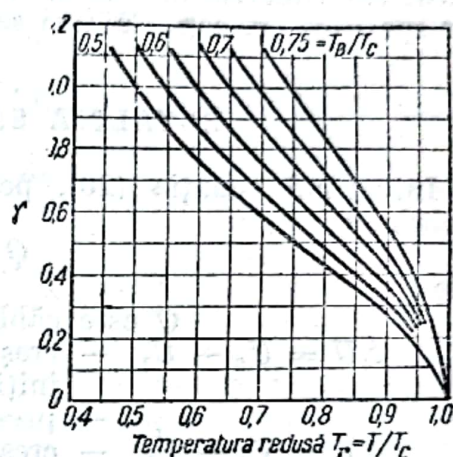


Fig. 4. Diagramă pentru factorul γ .

Exemplu. Să se determine, cu ajutorul metodei lui Watson, căldura de vaporizare a alcoolului etilic la 60°C.

1	Temperatura t	60	°C	dat
2	Temperatura absolută T	333	°K	(2) + 273
3	Temperatura critică T_c	516	°K	tab. VI-2-d Vol. II
4	Temperatura redusă $T_r = T/T_c$	0,646	—	(2) : (3)
5	Temperatura (normală) de fierbere t_B	78,3	°C	tab. VI-5-c Vol. II
6	Temperatura absolută (normală) de fierbere T_B	351	°K	(5) + 273
7	Temperatura T_B redusă T_B/T_c	0,681	—	(6) : (3)
8	Căldura de vaporizare la t_B , r_B	204	kcal/kg	tab. VI-5-c Vol. II
9	Factorul γ γ	78,3	—	fig. 4
10	Căldura de vaporizare la t °C r	213	kcal/kg	ecuația (42)

θ) *Ecuația lui Watson* servește în același scop ca și metoda precedentă, dar are avantajul că nu folosește grafice :

$$L_V = L'_V \left(\frac{1 - T_r}{1 - T'_r} \right)^{0.39}$$

unde:

L_V este căldura molară de vaporizare la temperatura redusă T_r ;
 L'_V — căldura molară de vaporizare a aceleiași substanțe, la temperatura redusă T'_r .

1) Pentru determinarea experimentală a căldurilor de vaporizare, Iaram-
 Ageev și colaboratorii săi ¹⁾ au construit un calorimetru perfecționat, care
 permite obținerea unor rezultate cu erori sub 0,2%.

Pentru măsurarea căldurilor de vaporizare la temperaturi înalte este
 indicat calorimetrul lui Socolov, care se folosește și pentru determinarea căldu-
 rilor specifice (v. cap. Călduri sensibile).

ENTALPIA SAU CONȚINUTUL CALORIC

Integrând ecuația (20), pentru o transformare la presiune constantă,
 se obține:

$$Q = \Delta U + p\Delta V \quad (43)$$

unde:

Q este căldura absorbită în timpul transformării;
 $\Delta U = U_2 - U_1$ — creșterea energiei interne a sistemului, dela energia
 inițială U_1 , la energia finală U_2 ;
 $\Delta V = V_2 - V_1$ — creșterea volumului sistemului, dela volumul
 inițial V_1 , la volumul final V_2 .

Ecuația poate fi transformată astfel:

$$Q = U_2 - U_1 + p(V_2 - V_1) = (U_2 + p_2V_2) - (U_1 + p_1V_1) = \\ = H_2 - H_1 = \Delta H. \quad (44)$$

Rezultă, deasemenea, că variația entalpiei ΔH este egală cu căldura
 absorbită, dacă transformarea se face la presiune constantă.

În cele ce urmează se va păstra denumirea de *entalpie* sau *conținut caloric*
 pentru variația entalpiei dela o stare normală la o stare oarecare:

$$i = \Delta H = H - H_0. \quad (45)$$

Entalpia este o mărime extensivă. Când nu se specifică altfel, se consideră
 pentru un kilogram, un metru cub sau un mol de substanță. Unitățile entalpiei
 vor fi, deci, respectiv, kcal/kg, kcal/m³, cal/mol.

Starea normală (standard) poate să varieze după necesități, pentru simpli-
 ficarea problemei studiate; în general se subînțelege prin stare normală, starea
 definită de următoarele condiții: temperatura 0°C; presiunea egală cu pre-
 siunea vaporilor substanței la 0°C; starea fizică, cea obișnuită la 0°C (pentru
 apă, starea lichidă).

Determinarea entalpiei sau a conținutului caloric se face, după cum rezultă
 din considerațiile precedente, însumând toate căldurile absorbite de unitatea
 de cantitate (kg, m³, mol) de substanță, când trece la presiune constantă
 dela starea normală la o stare oarecare.

Pentru o substanță omogenă, entalpia se obține prin însumarea căldurilor
 sensibile și latente care intervin în transformare (cu condiția ca transformarea
 să se facă la presiune constantă).

Pentru un sistem eterogen, entalpia este suma entalpiilor constituenților.

¹⁾ Iaram-Ageev L. N., N. N. Feodosie și K. G. Skopikov, Jurnal
 Fizicescoi Himii, XXIII, Noembrie, 1949, p. 1257.

Entalpia unui gaz. Se consideră că transformarea dela starea standard, la starea finală, se face fără o schimbare de stare fizică sau de compoziție chimică. Entalpia este egală cu căldura sensibilă necesară pentru încălzirea gazului dela 0 la $t^{\circ}\text{C}$, adică :

$$i = (C_{pm})_0^t \cdot t \quad (46)$$

sau, împreună cu ecuația (18) :

$$i = at + \frac{b}{2} t^2 + \frac{d}{3} t^3. \quad (47)$$

Se poate folosi și tabela 3, care conține căldurile molare medii ale gazelor la diferite temperaturi.

Entalpia unui amestec de gaze este dată de :

$$i = \sum \frac{V_A}{100} \cdot i_A = t \sum C_{pm} \cdot \frac{V_A}{100} \quad (48)$$

unde :

- i este entalpia amestecului gazos, la temperatura t , în kcal/m³ sau în kcal/kg;
- i_A — entalpia componentului A , la temperatura t , în kcal/m³ sau în kcal/kg;
- V_A — procentul componentului A , în amestecul gazos, în % vol., respectiv în % greut.;
- C_{pmA} — căldura specifică medie a componentului A , între temperatura stării normale (0°C) și temperatura t , în kcal/m³·grad, respectiv în kcal/kg·grad.

Exemplu. Să se determine entalpia la 500°C pentru un amestec gazos care conține: 10,8 % CO_2 , 15,6 % H_2O , 73,6 % N_2 .

a) Cu ajutorul căldurilor molare medii (tabela 3) și al formulei (48) :

$$\begin{aligned} i &= \left(10,75 \frac{10,8}{100} + 8,47 \frac{15,6}{100} + 7,15 \frac{73,6}{100} \right) 500 = 3\,872 \text{ cal/mol} = \\ &= 3\,872/22,41 = 172,7 \text{ kcal/m}^3 \text{ N.} \end{aligned}$$

b) Cu ajutorul tablei 2 și al ecuației (48) se obține entalpia amestecului, în funcție de temperatură :

$$(C_{pm})_0^t \text{CO}_2 \frac{10,8}{100} = 9,085 \frac{10,8}{100} + \frac{4,8}{2} 10^{-2} \frac{10,8}{100} t - \frac{0,83}{3} 10^{-6} \frac{10,8}{100} t^2$$

$$(C_{pm})_0^t \text{H}_2\text{O} \frac{15,6}{100} = 8,361 \frac{15,6}{100} + \frac{0,88}{2} 10^{-2} \frac{15,6}{100} t + \frac{1,3}{3} 10^{-6} \frac{15,6}{100} t^2$$

$$(C_{pm})_0^t \text{N}_2 \frac{73,6}{100} = 6,935 \frac{73,6}{100} + \frac{0,68}{2} 10^{-2} \frac{73,6}{100} t + \frac{0,13}{3} 10^{-6} \frac{73,6}{100} t^2$$

$$(C_{pm})_0^t \text{ amestec} = 7,390 + \frac{1,16}{2} 10^{-3} t + \frac{0,21}{3} 10^{-6} t^2 \quad (49)$$

$$i = (C_{pm})_0^t t = 7,390 t + 0,58 \cdot 10^{-3} t^2 + 0,07 \cdot 10^{-6} t^3 \quad (50)$$

pentru $t = 500^\circ\text{C}$, $i = 3\,849 \text{ cal/mol} = \frac{3\,849}{22,41} = 171,8 \text{ kcal/m}^3 \text{ N}$.

Diagrama i, t . Dacă într-o diagramă în care ordonata este i și abscisa t , se construiește, prin puncte, curba corespunzătoare unei ecuații de forma (50), pentru un gaz sau pentru un amestec gazos, se obține un grafic cu care se poate determina ușor căldura necesară sau eliberată pentru încălzirea sau răciră gazului între două temperaturi, prin scăderea entalpiilor (ordonatelor) punctelor corespunzătoare celor două temperaturi. Cum, de obicei, se cunoaște cantitatea de gaze, este preferabil ca în ordonată să se treacă $I = iG$, unde G este cantitatea de gaz.

Entalpia unui lichid sau a unui solid se calculează tot cu ecuația (46), înmulțind căldura specifică medie între 0 și $t^\circ\text{C}$ cu t , dacă între 0 și $t^\circ\text{C}$ lichidul sau solidul nu-și schimbă starea fizică, compoziția chimică sau sistemul de cristalizare.

Pentru apa lichidă, entalpia este $i = t \text{ kcal/kg}$, deoarece până la aproximativ 150°C , căldura specifică medie este destul de apropiată de 1 kcal/kg grd .

Entalpia vaporilor saturați este formată din căldura sensibilă de încălzire a lichidului, dela 0°C până la temperatura finală t de fierbere, și din căldura de vaporizare a lichidului adus la temperatura de fierbere:

$$i'' = i' + r = (c_{pm})_0^t t + r, \quad (51)$$

unde:

- i'' — entalpia vaporilor saturați, în kcal/kg ;
- i' — entalpia lichidului între 0 și $t^\circ\text{C}$, în kcal/kg ;
- t — temperatura de fierbere, în $^\circ\text{C}$;
- r — căldura de vaporizare la $t^\circ\text{C}$, în kcal/kg .

În cele ce urmează se vor însemna cu $'$ (prim) mărimile referitoare la un lichid adus la temperatura de fierbere, și cu $''$ (secund) mărimile referitoare la vaporii saturați.

Tabelele Mollier conțin date pentru vaporii saturați ai lichidelor folosite în tehnică drept agenți termici sau frigorifici (apă, amoniac, bioxid de carbon, bioxid de sulf, etc.).

La p. 75 este reprodusă tabela Mollier pentru apă și pentru vaporii de apă la saturație. Aceste tabele au fost recalculate recent de fizicianul sovietic M. P. Vucalovici ¹⁾.

Entalpia vaporilor umezi. Un kilogram de vaporii umezi având $x \text{ kg}$ vaporii și $(1-x)$ lichid are conținutul caloric:

$$i''_{um} = i' + xr \text{ sau } i''_{um} = i'' - (1-x)r. \quad (52)$$

Entalpia vaporilor supraîncălziți i''_{sup} este egală cu entalpia vaporilor saturați, la care se mai adaugă căldura (sensibilă) de supraîncălzire q_{sup} :

$$q_{sup} = (c_{pm})_{t_{sat}}^{t_{sup}} \cdot (t_{sup} - t_{sat}) \quad (53)$$

¹⁾ Proprietățile termodinamice ale aburului, București, Edit. Tehnică, 1951.

adică :

$$i_{sup}'' = i'' + q = i' + r + q \quad (54)$$

sau

$$i_{sup}'' = (c_{pm}')^{t_{sat}} \cdot t_{sat} + r + (c_{pm}'')^{t_{sup}} \cdot (t_{sup} - t_{sat}). \quad (55)$$

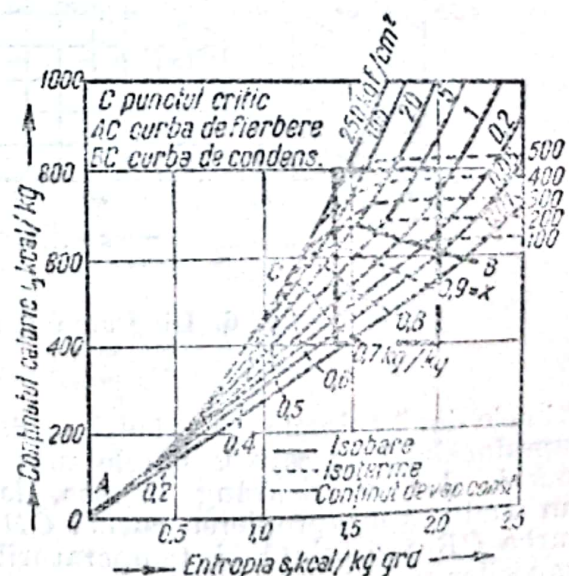
Căldura specifică medie (c_{pm}') este a lichidului, iar (c_{pm}'') a vaporilor.

Exemplu. Să se calculeze entalpia vaporilor de apă supraîncălziți, la 16 kgf/cm² și 320°C.

1	Presiunea absolută	p	16,0	kgf/cm ²	dat
2	Temperatura corespunzătoare de fierbere	t_{sat}	200,4	°C	tab. 5
3	Entalpia lichidului la temperatura t_{sa}	i'	204,0	kcal/kg	tab. 5
4	Căldura de vaporizare la temperatura t_{sat}	r	463,8	kcal/kg	tab. 5
5	Temperatura vaporilor supraîncălziți	t_{sup}	320	°C	dat
6	Intervalul de supraîncălzire	$t_{sup} - t_{sat}$	119,6	grd	(5) - (2)
7	Căldura specifică medie între t_{sa} și t_{sup}	c_{pm}	0,577	kcal/kg. grd	tab.
8	Căldura de supraîncălzire	q_{sup}	69,0	kcal/kg	(6) - (7)
9	Entalpia vaporilor supraîncălziți	i_{sup}	736,8	kcal/kg	(3) + (4) + (8)

Pentru astfel de probleme referitoare la vaporii umezi, saturați sau supraîncălziți, se folosesc diagrame în diferite coordonate, dintre care mai importante sunt diagramele i, s și T, s .

Diagrama i, s . În ordonată se reprezintă entalpia, iar în abscisă, entropia (de fapt creșterea entropiei față de entropia la 0°C). Pe diagramă sunt însemnate liniile isobare, isoterme și curbele de conținut egal de vaporii (acestea din urmă în domeniul vaporilor umezi); unele diagrame conțin și curbe isocore (volum specific constant). În fig. 5 este reprezentată diagrama i, s pentru vaporii de apă: curba AC este curba limită inferioară (curba de fierbere, curba lichidului), între originea axelor de coordonate și punctul critic C , și reprezintă starea lichidului la fierbere; curba CB este curba limită superioară (curba de condensare, curba vaporilor), reprezentând starea vaporilor saturați; între curbele AC și CB este domeniul vaporilor umezi, în care isobarele sunt linii drepte, iar isotermele — tot linii drepte — corespund la diferite isobare, după cum rezultă din


 Fig. 5. Diagrama i, s .

Mărimile de stare ale apei și ale aburului, la saturație ¹⁾ ²⁾

Tabela 5

Tempe- ratura °C	Pre- siunea p kgf/cm ²	Volumul specific		Entropia		Entalpia		Căldura de vaporizare r kcal/kg
		lichid v' dm ³ /kg	vapor v'' m ³ /kg	lichid s' kcal/kg. grd	vapor s'' kcal/kg. grd	lichid i' kcal/kg	vapor i'' kcal/kg	
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)
0	0,0062	1,0002	206,3	0	2,1863	0,	597,2	597,2
10	0,0125	1,0004	106,4	0,0361	2,1253	10,04	601,6	591,6
20	0,0238	1,0018	56,84	0,0708	2,1253	20,03	606,6	586,0
30	0,0432	1,0044	32,93	0,1042	2,0187	30,00	610,4	580,4
40	0,0752	1,0079	19,55	0,1366	1,9718	39,98	614,7	574,7
50	0,1258	1,0121	12,05	0,1679	1,9287	49,95	619,0	569,0
60	0,2031	1,0171	7,682	0,1984	1,8891	59,94	623,2	563,3
70	0,3177	1,0228	5,049	0,2280	1,8522	69,93	627,3	557,4
80	0,4829	1,0290	3,410	0,2567	1,8178	79,95	631,3	551,3
90	0,7149	1,0359	2,361	0,2848	1,7858	89,98	635,1	545,1
100	1,0332	1,0435	1,673	0,3121	1,7561	100,04	638,9	538,9
110	1,4609	1,0515	1,310	0,3387	1,7282	110,12	642,5	532,4
120	2,0245	1,0603	0,8914	0,3647	1,7018	120,3	646,0	525,7
130	2,7544	1,0697	0,6680	0,3901	1,6772	130,4	649,3	518,9
140	3,685	1,0798	0,5084	0,4150	1,6539	140,6	652,5	511,9
150	4,854	1,0906	0,3924	0,4395	1,6320	150,9	655,5	504,6
160	6,302	1,1021	0,3068	0,4637	1,6112	161,3	658,3	497,0
170	8,076	1,1144	0,2426	0,4874	1,5914	171,7	660,9	489,2
180	10,225	1,1275	0,1939	0,5107	1,5721	182,2	663,2	481,0
190	12,800	1,1415	0,1564	0,5336	1,5538	192,8	665,3	472,5
200	15,857	1,156	0,1273	0,5562	1,5358	203,5	667,0	463,5
210	19,456	1,1726	0,1043	0,5788	1,5184	214,3	668,3	454,0
220	23,659	1,1900	0,0861	0,6010	1,5012	225,3	669,3	443,9
230	28,531	1,2088	0,0715	0,6229	1,4840	236,4	669,7	433,3
240	34,140	1,2291	0,0597	0,6448	1,4669	247,7	669,6	421,9
250	40,56	1,2512	0,0501	0,6667	1,4499	259,2	669,0	409,8
260	47,87	1,2755	0,0421	0,6886	1,4499	271,0	667,8	396,8
270	56,14	1,3023	0,0356	0,7103	1,4153	283,0	665,9	382,9
280	65,46	1,3321	0,1301	0,7321	1,3978	295,3	663,5	368,2
290	75,92	1,3655	0,0255	0,7542	1,3797	308,0	660,2	352,2
300	87,61	1,4036	0,0216	0,7767	1,3613	321,0	656,1	335,1
310	100,64	1,448	0,0183	0,7994	1,3415	334,6	650,8	316,2
320	115,13	1,499	0,0154	0,8229	1,3206	349,0	644,2	295,2
330	131,18	1,562	0,0130	0,8476	1,2983	364,2	636,0	271,8
340	148,96	1,641	0,0108	0,8734	1,2728	380,7	625,6	244,9
350	168,63	1,747	0,0088	0,9015	1,2433	398,9	611,9	213,0
360	190,42	1,907	0,00696	0,9353	1,2072	420,9	592,8	171,9
370	214,68	2,23	0,00500	0,9842	1,1506	452,3	559,3	107,0
374	225,2	2,79	0,00365	1,04	1,09	488	523	35
374,2	225,6	3,04	0,00304	1,06	1,06	505	505	0

¹⁾ După: Hütte, Manualul Inginerului Ed. Tehnică, 1949, p. 560²⁾ Tabele complete: Proprietățile termodinamice ale aburului.
București, Ed. Tehnică, 1951.

În fig. 6 este reprezentată, la scara de lucru, porțiunea mai des folosită (încadrată în dreptunghiul din interiorul diagramei 5). S'au întocmit astfel de diagrame pentru vaporii substanțelor care interesează, în tehnică, din punctul de vedere al transformărilor termice.

Exemplu. Un supraîncălzitor lucrează în condițiile dela punctele 1—4 de mai jos. Să se calculeze căldura necesară.

1	Debitul vaporilor în supraîncălzitor	G	3 000	kg/h	dat
2	Presiunea (efectivă a vaporilor) p		20	at	dat
3	Umiditatea la intrarea vaporilor în supraîncălzitor	$1-x$	4	%	dat
4	Temperatura vaporilor supraîncălziți	t_{sup}	340	°C	dat
5	Presiunea absolută	p	21	kgf/cm ²	(2) + 1
6	Conținutul în vaporii, la intrare	x	0,96	—	[100 - (3)] : 100
7	Conținutul caloric, la intrare (vaporii umezi)	i''_{um}	651	kcal/kg	diagrama i, s
8	Conținutul caloric, la ieșire (vaporii supraîncălziți)	i''_{sup}	744	kcal/kg	diagrama i, s
9	Căldura necesară pentru 1 kg vaporii	q	93	kcal/kg	(8) - (7)
10	Căldura necesară supraîncălzitorului	Q	279 000	kcal/h	(1) (9)

Diagrama T, s sau t, s . Această diagramă este folosită mult pentru studiul și calculul proceselor tehnice, în special din cauza ușurinței cu care sunt reprezentate schimbările adiabatică (o linie verticală) și cele isoterme (o linie orizontală).

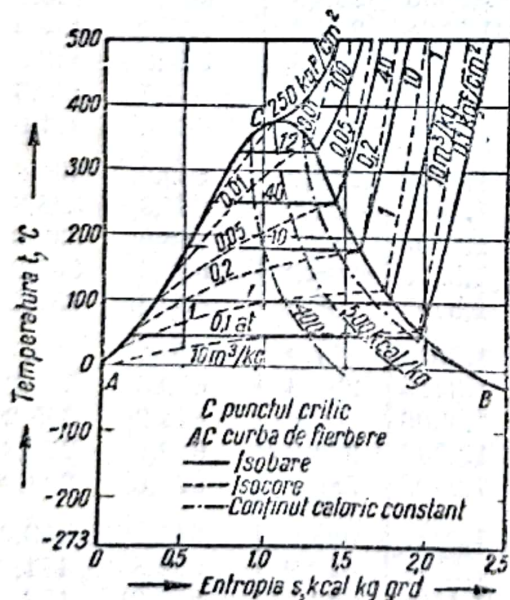


Fig. 7. Diagrama t, s .

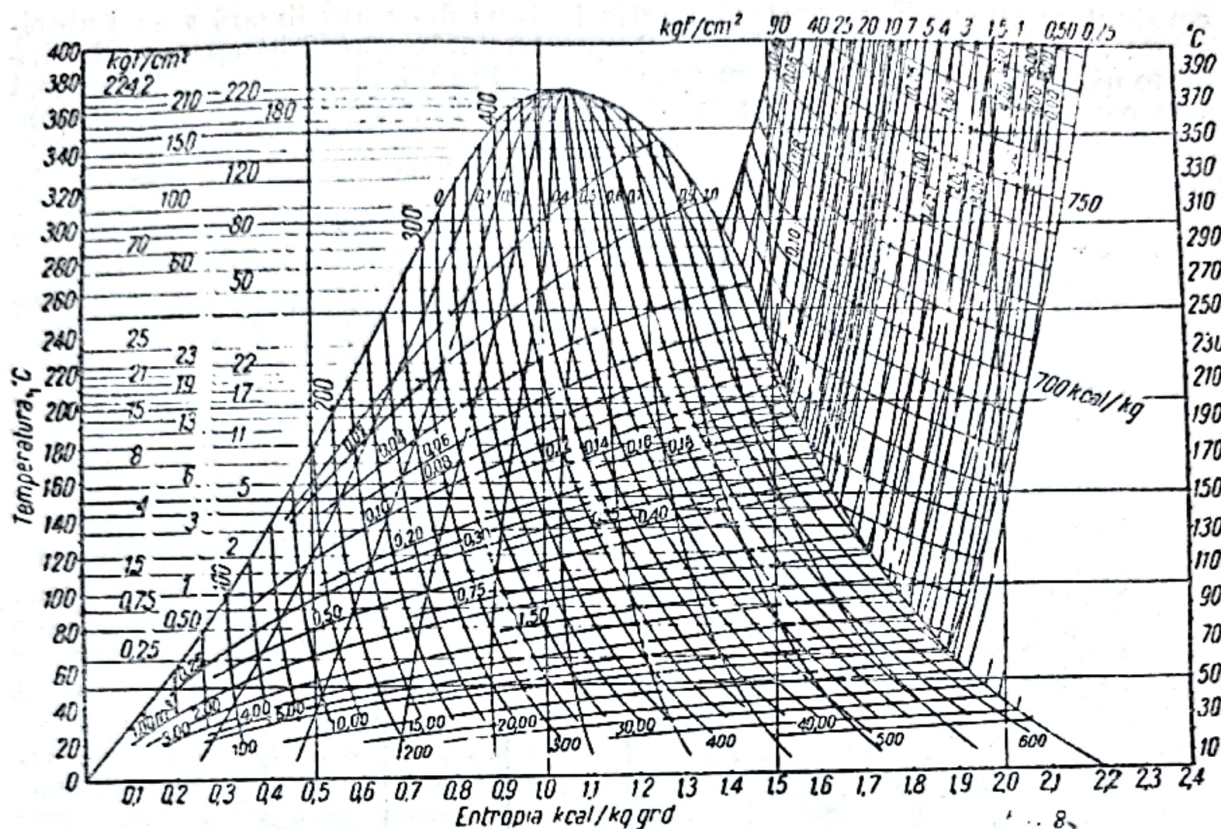
Construcția diagramei se poate deduce ușor din cele expuse la diagrama i, s . Punctul critic este în punctul maxim al curbelor AC și CB care se racordează în punctul critic. În fig. 7 și 8 sunt redată diagramele t, s pentru vaporii de apă.

Entalpia aerului umed¹⁾ se referă la cantitatea $(1 + x)$ kg de aer umed, adică 1 kg aer uscat plus x kg umiditate, care însoțește acest aer (v.p. 30). În aerul umed, vaporii de apă care constituie umiditatea se găsesc în stare de vaporii supraîncălziți. Micșorând temperatura aerului umed se ajunge la o temperatură în care vaporii devin saturanți și încep să se condenseze; aceasta este temperatura de condensare, numită și punct de rouă.

Entalpia aerului umed I este suma entalpiei aerului uscat și a entalpiei pentru x kg vaporii de apă supraîncălziți:

$$I = i_{aer} + xi''_{sup} \quad (56)$$

¹⁾ v. și STAS 1253-50.

Fig. 8. Diagrama t, s pentru vaporii de apă.

Introducând următoarele simplificări : a) căldura specifică medie a aerului este constantă ($0,242 \text{ kcal/kg} \cdot \text{grd}$) ; b) vaporizarea apei se face la 0°C (căldura de vaporizare a apei la $0^\circ\text{C} \approx 600 \text{ kcal/kg}$) și c) căldura specifică medie a vaporilor de apă este constantă ($0,446 \text{ kcal/kg} \cdot \text{grd}$), ecuația (56) devine :

$$I = 0,242 t + x (600 + 0,446 t) \quad (57)$$

unde :

t este temperatura aerului umed, în $^\circ\text{C}$;

x — conținutul de umezeală al aerului, v. p. 30, în kg/kg .

Exemplu. Să se determine conținutul caloric al aerului umed dela punctele 1 și 2 de mai jos.

1	Temperatura t	30	$^\circ\text{C}$	dat
2	Conținutul de umezeală . . x	0,0163	kg/kg	dat
3	Entalpia I	17,2	$\text{kcal}/(1+x) \text{ kg}$	ecuația (56)

Diagrama I, x pentru aerul umed sau diagrama Ramzin ¹⁾ este reprezentarea grafică a relației (57). Diagrama conține următoarele linii : a) linii pentru

¹⁾ L. K. Ramzin, a alcătuit diagrama sa înaintea lui Mollier.

conținut de umezeală x constant, verticale după divizarea liniară a axei absciselor; b) isotermele $t = \text{const}$ sunt drepte înclinate spre dreapta, sus, la distanțe din ce în ce mai mari și cu pantă din ce în ce mai mare; c) linii de egală entalpie $I = \text{const}$ sunt drepte paralele echidistante, înclinate spre dreapta,

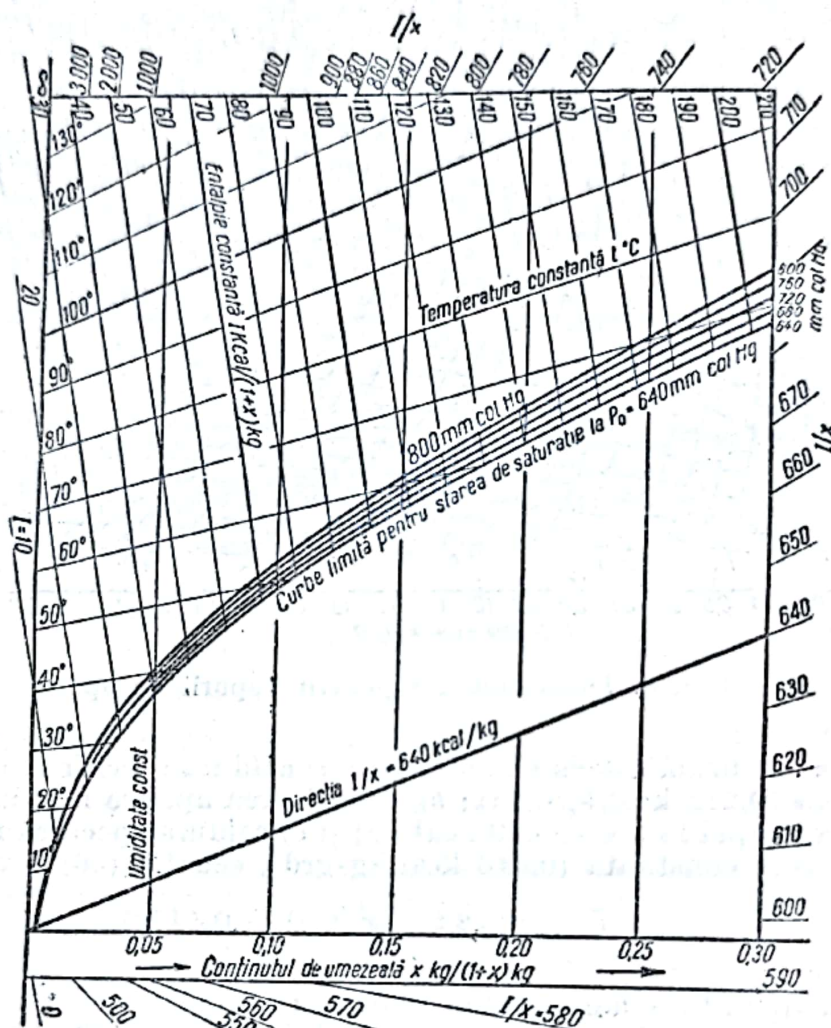


Fig. 9. Diagrama I, x pentru aerul umed (Diagrama Ramzin).

jos; d) curbe de saturație, adică locul geometric al punctelor reprezentând aerul umed saturat la diferite temperaturi t' (puncte de rouă) și diferite conținuturi de umezeală de saturație x' ; pentru fiecare presiune totală P este o curbă de saturație. Unele diagrame mai conțin și curbe de ψ sau ϕ constant. În fig. 9 este reprezentată diagrama I, x pentru aerul umed. În diferite calcule (de exemplu la uscarea materialelor) este nevoie de raportul $(I_2 - I_1)/(x_2 - x_1)$ între diferența conținuturilor calorice și diferența conținuturilor de umezeală a două stări ale aerului umed; acest raport se reprezintă în diagramă prin direcții care sunt însemnate în afara cadrului diagramei.

Starea aerului umed. Una dintre datele x , ϕ sau ψ care definesc starea aerului umed trebuie determinată prin măsurare. Aparatele folosite în acest scop pot fi higrometrele cu fir de păr sau cu panglică de celuloid care se lungesc

în aerul umed. Aceste aparate au avantajul că sunt simple și pot fi construite ușor ca aparate indicatoare; ele au însă o precizie satisfăcătoare numai într'un domeniu restrâns și trebuie etalonate prin alte mijloace. O altă metodă este determinarea umidității prin trecerea unei cantități de aer (măsurată cu un contor de gaze) printr'o substanță absorbantă (clorură de calciu, acid sulfuric, pentoxid de fosfor) care reține umiditatea.

Un aparat mai exact și mai comod în lucru este *psihrometrul*. Principiul acestui aparat este scăderea temperaturii printr'o evaporare isentalpică (fără schimb de căldură cu exteriorul): aerul, trecând peste un corp umed, evaporă apa, tinzând să se satureze; deoarece nu se aduce căldură din exterior, căldura de vaporizare necesară evaporării este dată chiar de aerul umed și de corpul umed care, din această cauză, se răcesc.

Psihrometrul este format din două termometre: un termometru obișnuit, numit *termometru uscat*, care măsoară temperatura aerului înainte de umezire, și un *termometru umezi*, care este de asemenea un termometru obișnuit, dar cu rezervorul învelit într'o pânză menținută umedă (pânza ajunge cu un capăt într'un mic rezervor cu apă). Psihrometrul Assmann, construit pe baze științifice, are și un ventilator care aspiră aerul din atmosfera de măsurat, prin două tuburi metalice, nichelate, înăuntrul cărora se găsesc rezervoarele celor două termometre (fig. 10).

Ecuția unei umeziri isentalpice este dată de egalitatea conținutului caloric al aerului, înainte și după umezire:

$$I = 0,242 t + x (600 + 0,446 t) = 0,242 t' + x' (600 + 0,446 t') \quad (58)$$

unde:

- t este temperatura termometrului uscat (înainte de umezirea adiabatică), în °C;
- t' — temperatura termometrului umed (temperatura aerului saturat în vecinătatea termometrului umed), în °C;
- x — conținutul de umezeală al aerului, înainte de umezirea adiabatică, în kg/kg;
- x' — conținutul de umezeală al aerului saturat la temperatura t' , în kg/kg;
- x' poate fi determinat prin ecuația $x' = 0,622 p' / (p - p')$, unde p' este presiunea de vaporii a apei, la temperatura t' , iar p presiunea totală (barometrică).

Diagrama x, t are în ordonată conținutul de umezeală x , iar în abscisă, temperatura. Curba de saturație la 760 mm col. Hg se determină prin puncte, cu ajutorul relației $x' = 0,622 p' / (p - p')$ dintre x' și p' și dintre p' și t (tabela 5). Împărțind ordonata de saturație în părți egale se găsesc curbele de egală stare higrometrică. φ Isotermele termometrului umed sunt drepte oblice paralele. Isotermele termometrului umed și verticalele (isotermele termometrului uscat) coincid ca valoare pe curba de saturație. În diagrama din fig. 11 este trasată

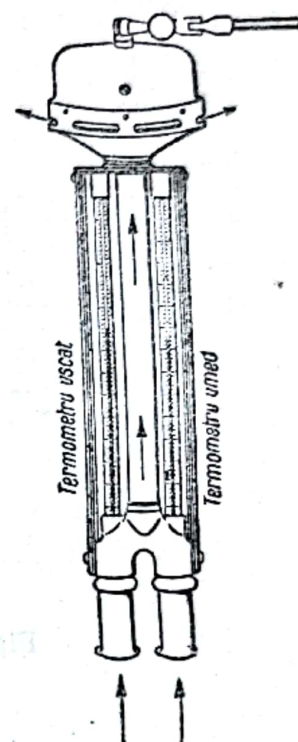


Fig. 10. Psihrometrul Assmann.

în aerul umed. Aceste aparate au avantajul că sunt simple și pot fi construite ușor ca aparate indicatoare; ele au însă o precizie satisfăcătoare numai într'un domeniu restrâns și trebuie etalonate prin alte mijloace. O altă metodă este determinarea umidității prin trecerea unei cantități de aer (măsurată cu un contor de gaze) printr'o substanță absorbantă (clorură de calciu, acid sulfuric, pentoxid de fosfor) care reține umiditatea.

Un aparat mai exact și mai comod în lucru este *psihrometrul*. Principiul acestui aparat este scăderea temperaturii printr'o evaporare isentalpică (fără schimb de căldură cu exteriorul): aerul, trecând peste un corp umed, evaporă apa, tinzând să se satureze; deoarece nu se aduce căldură din exterior, căldura de vaporizare necesară evaporării este dată chiar de aerul umed și de corpul umed care, din această cauză, se răcesc.

Psihrometrul este format din două termometre: un termometru obișnuit, numit *termometru uscat*, care măsoară temperatura aerului înainte de umezire, și un *termometru umed*, care este de asemenea un termometru obișnuit, dar cu rezervorul învelit într'o pânză menținută umedă (pânza ajunge cu un capăt într'un mic rezervor cu apă). Psihrometrul Assmann, construit pe baze științifice, are și un ventilator care aspiră aerul din atmosfera de măsurat, prin două tuburi metalice, nichelate, înăuntrul cărora se găsesc rezervoarele celor două termometre (fig. 10).

Ecuția unei umeziri isentalpice este dată de egalitatea conținutului caloric al aerului, înainte și după umezire:

$$I = 0,242 t + x (600 + 0,446 t) = 0,242 t' + x' (600 + 0,446 t') \quad (58)$$

unde:

- t este temperatura termometrului uscat (înainte de umezirea adiabatică), în °C;
- t' — temperatura termometrului umed (temperatura aerului saturat în vecinătatea termometrului umed), în °C;
- x — conținutul de umezeală al aerului, înainte de umezirea adiabatică, în kg/kg;
- x' — conținutul de umezeală al aerului saturat la temperatura t' , în kg/kg;
- x' poate fi determinat prin ecuația $x' = 0,622 p' / (p - p')$, unde p' este presiunea de vapori a apei, la temperatura t' , iar p presiunea totală (barometrică).

Diagrama x, t are în ordonată conținutul de umezeală x , iar în abscisă, temperatura. Curba de saturație la 760 mm col. Hg se determină prin puncte, cu ajutorul relației $x' = 0,622 p' / (p - p')$ dintre x' și p' și dintre p' și t (tabela 5). Împărțind ordonata de saturație în părți egale se găsesc curbele de egală stare higrometrică. φ Isotermele termometrului umed sunt drepte oblice paralele. Isotermele termometrului umed și verticalele (isotermele termometrului uscat) coincid ca valoare pe curba de saturație. În diagrama din fig. 11 este trasată

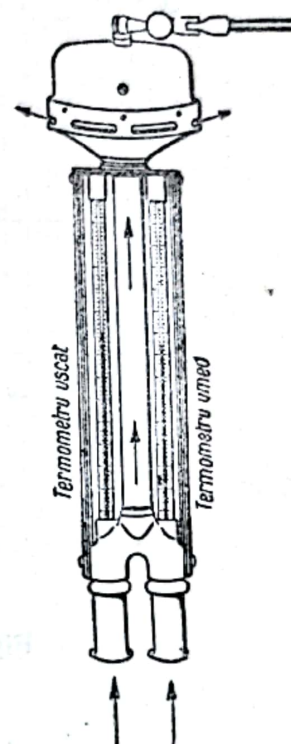


Fig. 10. Psihrometrul Assmann.

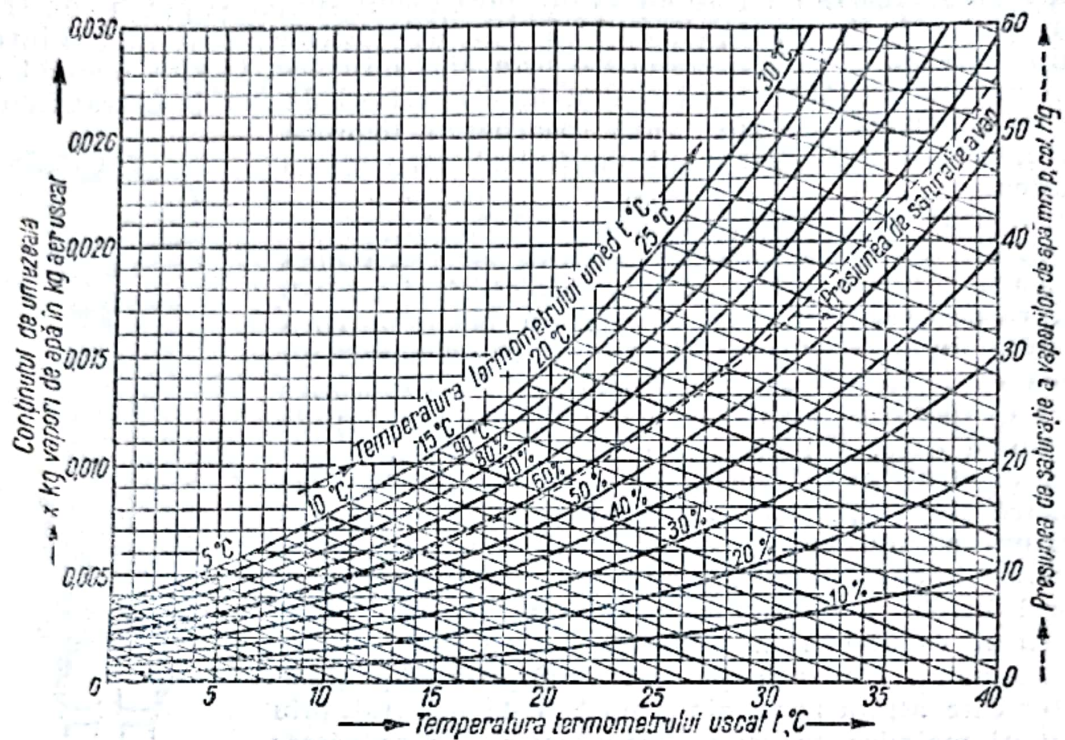


Fig. 11. Diagrama x, t pentru aerul umed.

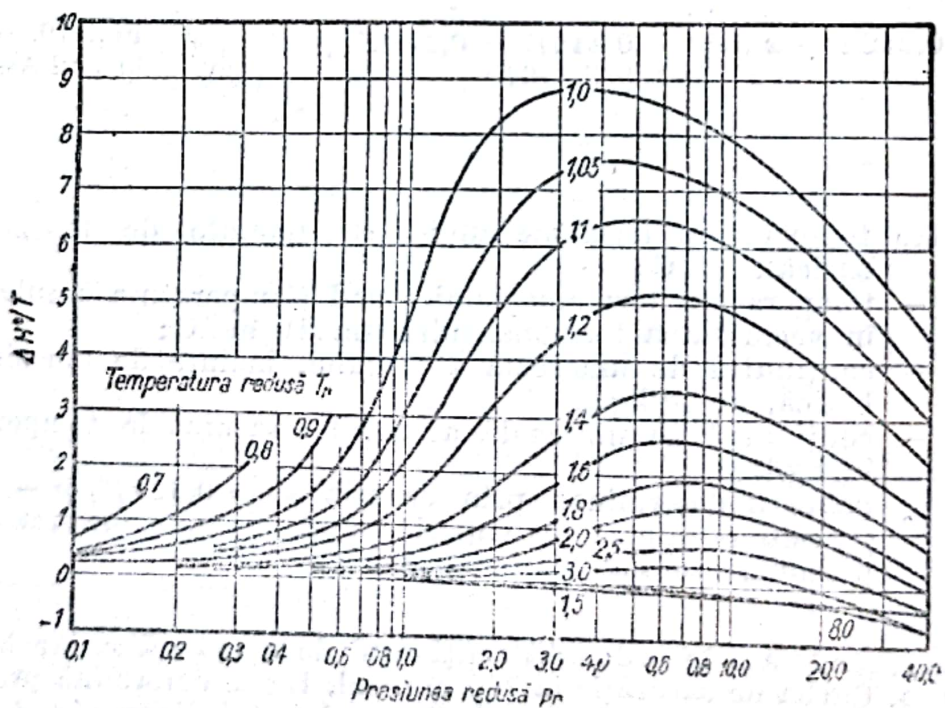


Fig. 12. Variația lui $\Delta H^*/T$ în funcție de T_r și p_r .

și curba p', t , adică presiunea vaporilor de apă în funcție de temperatură (curba punctată, valabilă cu ordonatele din partea dreaptă a figurii).

Entalpia sau conținutul caloric al gazelor la presiuni înalte. În diagrama din fig. 12 se dă variația expresiei $\Delta H^*/T$ în funcție de presiunea redusă și de temperatura redusă a gazului. Diagrama este valabilă pentru toate gazele :

$$\frac{\Delta H^*}{T} = \frac{H^* - H}{T}, \quad (59)$$

unde :

H^* este entalpia (molară) a gazului la o presiune destul de joasă pentru ca gazul să fie considerat ideal (se ia, de obicei, presiunea atmosferică), și la temperatura T , în cal/mol;

H — entalpia (molară) a gazului, la o presiune oarecare și la temperatura T , în cal/mol;

T — temperatura absolută, în °K.

Exemplu. Să se calculeze conținutul caloric al bioxidului de carbon la 100 °C și 40 kgf/cm².

1	Presiunea absolută p	40	kgf/cm ²	dat
2	Temperatura t	100	°C	dat
3	Temperatura absolută T	373	°K	(2) + 273
4	Presiunea critică p_c	73,0	kgf/cm ²	tab. VI-2-d Vol. II
5	Presiunea redusă p_r	0,548	—	(1) : (4)
6	Temperatura critică t_c	31,1	°C	tab. VI-2-d Vol. II
7	Temperatura critică absolută T_c	304	°K	(6) + 273
8	Temperatura redusă T_r	1,22	—	(3) : (7)
9	Citirea pe diagramă . . . $\Delta H^*/T$	0,6	cal/mol·grd	fig. 12
10	Diferența dintre conținuturi calorice $H^* - H$	224	cal/mol	(9)·(3)
11	Căldura specifică medie între 0 și 100 °C la 1 kgf/cm ² (c_{pm}) ₀ ¹⁰⁰	9,17	cal/mol·grd	tab. 3
12	Entalpia la 1 kgf/cm ² H^*	917	cal/mol	(11)·(2)
13	Entalpia (molară) la 40 kgf/cm ² H	693	cal/mol	(12) — (10)
14	Greutatea moleculară a CO ₂ M	44	g/mol	—
15	Entalpia la 40 kgf/cm ² i	15,8	kcal/kg	(13) : (14)

LUCRUL MECANIC

Lucrul mecanic este energia necesară pentru mărirea volumului unui sistem, și este, prin urmare, important pentru gaze și vapori.

În ecuația (4) :

$$dU = dQ - p dV \text{ sau } (\Delta U)_1^2 = (Q)_1^2 - p (\Delta V)_1^2, \quad (60)$$

energia internă U este o mărime termodinamică, adică o mărime care depinde numai de condițiile inițiale și finale, pe când atât căldura Q , cât și lucrul mecanic $p dV$, respectiv $p \Delta V$, depind de felul transformării, adică de modul în care se ajunge la starea finală; numai diferența $(Q - p \Delta V)$ rămâne constantă între aceleași stări limită.

Studiul lucrului mecanic este deci legat de cercetarea modului în care se produc schimbările de stare ale gazelor. Vor fi cercetate schimbările tipice,

din combinarea cărora un gaz poate ajunge, de la starea inițială, la starea finală. Studiul va fi limitat la gazele perfecte, pentru care ecuațiile sunt mai simple. Studiul gazelor reale se face cu ajutorul diagramelor de stare, caracteristice fiecărui gaz.

1. TRANSFORMAREA ISOCORĂ (LA VOLUM CONSTANT)

α) *Reprezentarea grafică*, în diagrama p, V , este o linie dreaptă paralelă cu axa p (fig. 13).

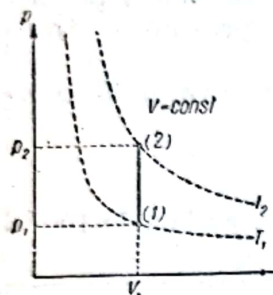
β) *Relația caracteristică* rezultă din ecuația gazelor perfecte :

pentru starea inițială $p_1 V_1 = R T_1$;

pentru starea finală $p_2 V_1 = R T_2$.

Impărțind, se obține :

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{T_1}{T_2} \quad (61)$$



γ) *Căldura necesară*. Pentru această transformare, ecuația (60) devine (deoarece $\Delta V = 0$) :

$$(\Delta U)_1^2 = (Q)_1^2,$$

Fig. 13. Transformarea isocoră pentru gaze ideale.

sau

$$(Q)_1^2 = (\Delta U)_1^2 = \int_{T_1}^{T_2} C_v dT = C_v (T_2 - T_1). \quad (62)$$

Rezultă că întreaga căldură necesară transformării este folosită pentru mărirea energiei interne a gazului, adică pentru ridicarea temperaturii gazului.

δ) *Lucrul mecanic* $p\Delta V$ este nul, deoarece $\Delta V = 0$.

Exemplu. Un gaz perfect, biatomic, este încălzit la volum constant ; starea inițială : temperatura 20°C ; presiunea 1 kgf/cm² ; volumul 5 m³ ; starea finală : 2 kgf/cm². Să se calculeze : lucrul mecanic, temperatura finală, căldura necesară și creșterea energiei interne.

1	Volumul	V_1	5	m ³	dat
2	Temperatura inițială	t_1	20	°C	dat
3	Presiunea inițială	p_1	1	kgf/cm ²	dat
4	Presiunea finală	p_2	2	kgf/cm ²	dat
5	Lucrul mecanic	L	0	kgf.m	transformare isocoră
6	Temperatura absolută inițială	T_1	293	°K	(2) + 273
7	Temperatura absolută finală	T_2	586	°K	ecuația (61)
8	Temperatura finală	t_2	313	°C	(7) - 273
9	Volumul molar la 20°C	V	24,04	l/mol	22,4 (6) : 273
10	Căldura molară la volum constant	C_v	5	cal/mol.grd	tabela 1
11	Căldura specifică la volum constant	c_v	0,208	kcal/m ³ . grd	(10) : (9)
12	Diferența de temperatură	$T_2 - T_1$	293	°K	(7) - (6)
13	Căldura necesară	Q	305	kcal	(1) · (11) · (12)
14	Creșterea energiei interne	ΔU	305	kcal	(13)

2. TRANSFORMAREA ISOBARĂ (LA PRESIUNE CONSTANTĂ)

α) Reprezentarea grafică, în diagrama p, V , este o linie dreaptă, paralelă cu axa V (fig. 14).

β) Relația caracteristică rezultă din ecuația gazelor perfecte :

pentru starea inițială $p_1 V_1 = R T_1$;

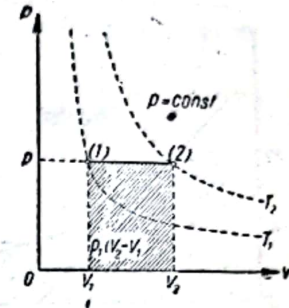
pentru starea finală $p_1 V_2 = R T_2$.

Împărțind, se obține :

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{T_1}{T_2} \quad (63)$$

γ) Căldura necesară se deduce din :

$$Q = \int_{T_1}^{T_2} C_p dT = C_p (T_2 - T_1), \quad (64)$$



deoarece, pentru gazele perfecte, C_p este independent de temperatură. Din această căldură, o parte $C_v (T_2 - T_1)$ este întrebuințată pentru mărirea energiei interne, iar restul, $\Delta p (V_2 - V_1)$, este transformată în lucru mecanic.

Fig. 14. Transformarea izobară pentru gaze ideale.

δ) Lucrul mecanic produs de sistemul care se dilată este :

$$L = P_1 (V_2 - V_1) \text{ kgf.m sau } \Delta P_1 (V_2 - V_1) \text{ kcal.} \quad (65)$$

În diagrama P, V , lucrul mecanic corespunde, la scară, suprafeței hașurate (fig. 14).

Pentru expansiunea izobară : $V_2 > V_1$; rezultă $T_2 > T_1$; $Q > 0$; $L > 0$.

Pentru comprimarea izobară : $V_2 < V_1$; rezultă $T_2 < T_1$; $Q < 0$; $L < 0$.

Exemplu. Un gaz ideal biatomic este încălzit la presiune constantă; starea inițială : temperatura 20 °C; presiunea atmosferică; volumul 5 m³; starea finală : 10 m³. Să se calculeze : lucrul mecanic efectuat de gaz, temperatura finală, căldura necesară și creșterea energiei interne.

1	Volumul inițial	V_1	5	m ³	dat
2	Temperatura inițială	t_1	20	°C	dat
3	Presiunea inițială	p_1	1	Atm	dat
4	Volumul final	V_2	10	m ³	dat
5	Diferența de volum	ΔV	5	m ³	(4) - (1)
6	Presiunea inițială	P	10 332	kgf/m ²	10 332 · (3)
7	Lucrul mecanic	L	51 660	kgf · m	(5) · (6)
8	Lucrul mecanic	L	121	kcal	(7) : 427
9	Temperatura absolută inițială	T_1	293	°K	(2) + 273
10	Temperatura absolută finală	T_2	586	°K	ecuația (63)
11	Temperatura finală	t_2	313	°C	(10) - 273
12	Volumul molar la 20 °C . . .	$\bar{V}$	24,04	l/mol	22,4 (9) : 273
13	Căldura molară la presiune stantă	C_p	7	cal/mol grd	tabela 1
14	Căldura specifică la presiune constantă	c_p	0,291	kcal/m ³ grd	(13) : (12)
15	Diferența de temperatură $T_2 - T_1$		293	°C	(10) - (9)
16	Căldura necesară	Q	426	kcal	(1) (14) (15)
17	Creșterea energiei interne	ΔU	305	kcal	(16) - (8)

3. TRANSFORMAREA ISOTERMĂ (LA TEMPERATURĂ CONSTANTĂ)

α) *Ecuatia caracteristică.* Din ecuația gazelor perfecte,
 pentru starea inițială $p_1 V_1 = RT_1$,
 pentru starea finală $p_2 V_2 = RT_2$,

rezultă :

$$p_1 V_1 = p_2 V_2 = \text{const} \quad (66)$$

sau

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{V_2}{V_1} \quad (67)$$

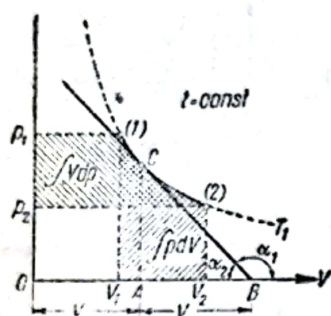


Fig. 15. Transformare izotermă pentru gaze ideale.

Presiunile sunt invers proporționale cu volumele.

β) *Reprezentarea grafică* în diagrama p, V este o hiperbolă asimptotă la axele de coordonate; când modulele pentru p și V sunt egale, hiperbola este echilaterală (simetrică față de bisectoarea unghiului pOV). Subtangenta AB (fig. 15) este, pentru transformarea izotermă, egală cu volumul punctului de tangență ($AB = V$) și se calculează din relații geo-

metrice împreună cu relația $\text{tg } \alpha_1 = dp/dV = -\frac{p}{V}$

dedusă din derivarea ecuației gazelor perfecte.

γ) *Căldura necesară.* Din ecuația generală :

$$dQ = dU + p dV$$

sau integrată :

$$(Q)_1^2 = \int_{t_1}^{t_2} C_v dt + \int_{V_1}^{V_2} p dV. \quad (68)$$

Deoarece primul termen din partea dreaptă este nul, temperatura fiind constantă, rezultă :

$$(Q)_1^2 = \int_{V_1}^{V_2} p dV.$$

Întreaga căldură primită de sistem este transformată în lucru mecanic. Căldura necesară sistemului este pozitivă, când se produce o expansiune ($dV > 0$), și negativă (sistemul trebuie răcit), când se produce o compresie.

δ) *Lucrul mecanic* este :

$$L = \int_{V_1}^{V_2} p dV = \int_{V_1}^{V_2} \frac{RT}{V} dV = RT \ln \frac{V_2}{V_1} = RT \ln \frac{p_1}{p_2} = p_1 V_1 \ln \frac{p_1}{p_2} \quad (69)$$

În diagrama p, V , lucrul mecanic este dat de una din suprafețele hașurate.

Sub forma $RT \ln (p_1/p_2)$ se vede că lucrul mecanic produs depinde de raportul p_1/p_2 dintre presiunea inițială și cea finală (același lucru mecanic este produs prin expandarea gazului de la 10 la 1 at, de la 100 la 10 at sau de la 1 000 la 100 at).

Pentru ca o comprimare să fie izotermă, este necesar ca întreaga căldură să fie evacuată pe măsură ce se formează. Comprimările reale se apropie de

comprimarea teoretică izotermă, cu atât mai mult, cu cât căldura produsă este evacuată mai repede (răcirea compresorului) și cu cât comprimarea se face mai încet, pentru ca să fie timp suficient pentru evacuarea acestei călduri (prin pereții compresorului).

Exemplu. Un gaz ideal este comprimat izoterm; starea inițială: temperatura 20 °C; presiunea atmosferică; volumul 5 m³; starea finală: 5 Atm. Să se calculeze: lucrul mecanic necesar pentru comprimare, căldura rezultată, volumul final și creșterea energiei interne.

1	Volumul inițial	V_1	5	m ³	dat
2	Temperatura	t_1	20	°C	dat
3	Presiunea inițială	p_1	1	at	dat
4	Presiunea finală	p_2	5	at	dat
5	Raportul presiunilor	p_2/p_1	5	—	(4) : (3)
6	Temperatura absolută	T	293	°K	(2) + 273
7	Volumul molar inițial	V_1	24,04	l/mol	22,4 (6) : 273
8	Numărul de moli	n	208	moli	1 000 (1) : (7)
9	Lucrul mecanic pentru comprimare pe mol	L	937,6	cal/mol	1,987 · (6) · 2,303 lg(5)
10	Lucrul mecanic pentru 5 m ³		195	kcal	(9) · (8) : 1 000
11	Lucrul mecanic pentru 5 m ³		83 265	kgf · m	427 (10)
12	Căldura rezultată	Q	195	kcal	(10)
13	Creșterea energiei interne ΔU		0	—	—

4. TRANSFORMAREA ADIABATICĂ (CĂLDURA CONSTANTĂ)

α) *Ecuația caracteristică.* Introducând în relația generală :

$$dQ = dU + p dV$$

condiția $dQ = 0$, caracteristică pentru transformarea adiabatică, se obține :

$$dU + p dV = 0 \quad (70)$$

sau

$$C_v dT + p dV = 0. \quad (71)$$

Eliminând pe C_v , cu ajutorul relațiilor $C_p - C_v = R$ și $C_p/C_v = \kappa$; eliminând apoi pe dT , cu ajutorul relației $RdT = p dV + V dp$, dedusă prin diferențierea ecuației gazelor ideale, se obține, după integrare :

$$\ln p + \kappa \ln V = \text{const}$$

sau, ecuația caracteristică transformării adiabactice :

$$p V^\kappa = \text{const}. \quad (72)$$

Cu ajutorul ecuației gazelor ideale se mai deduce :

$$T_1 V_1^{\kappa-1} = T_2 V_2^{\kappa-1} = \text{const} \quad (73)$$

și

$$T_1 p_1^{\frac{1-\kappa}{\kappa}} = T_2 p_2^{\frac{1-\kappa}{\kappa}}, \quad (74)$$

sau

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{\kappa}{1-\kappa}}. \quad (75)$$

β) Reprezentarea grafică în diagrama p, V este o curbă exponențială cu înclinație (pantă) mai mare decât curba isotermă (subtangentă mai mică). Subtangentă $AB = V/\kappa$ (fig. 16).

γ) Căldura necesară este, prin definiția transformării adiabatice, zero.

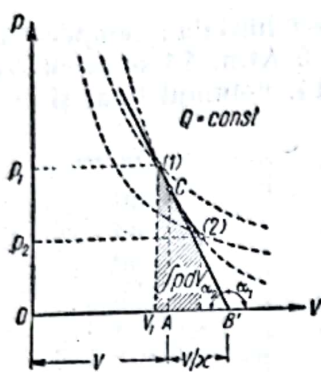


Fig. 16. Transformare adiabatică pentru gaze ideale.

δ) *Lucrul mecanic.* Din relația (70) se deduce că lucrul mecanic este produs pe seama energiei interne a gazului: când lucrul mecanic dat de sistem este pozitiv (expansiune adiabatică), energia internă scade (gazul se răcește) și, invers, când lucrul mecanic este negativ (compresiune adiabatică), energia internă a gazului crește (gazul se încălzește). În diagrama p, V , lucrul mecanic este dat de suprafața hășurată.

Cu ajutorul ecuațiilor cunoscute, se deduc următoarele relații pentru lucrul mecanic:

$$L = \int_1^2 p dV = \int_1^2 dU = - \int_1^2 C_v dT = C_v(T_1 - T_2) \quad (76)$$

$$L = \frac{R}{\kappa - 1} (T_1 - T_2); \quad (77)$$

$$L = \frac{p_1 V_1}{\kappa - 1} \left(1 - \frac{p_2 V_2}{p_1 V_1} \right); \quad (78)$$

$$L = \frac{p_1 V_1}{\kappa - 1} \left(1 - \frac{T_2}{T_1} \right); \quad (79)$$

$$L = \frac{p_1 V_1}{\kappa - 1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right]; \quad (80)$$

$$L = \frac{RT}{\kappa - 1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right]. \quad (81)$$

Rezultă că și în acest caz lucrul mecanic depinde de raportul dintre presiunea finală și presiunea inițială. Pentru ca o comprimare să fie adiabatică trebuie să nu existe niciun schimb de căldură între gazul comprimat și mediul exterior. Practic, o comprimare se apropie cu atât mai mult de comprimarea adiabatică teoretică, cu cât compresorul este mai bine izolat termic față de exterior și cu cât comprimarea se face mai repede.

Exemplu. Un gaz ideal biatomic este comprimat adiabetic; starea inițială: temperatura 20 °C; presiunea 1 Atm; volumul 5 m³; starea finală: 3 Atm. Să

se calculeze : lucrul mecanic necesar pentru comprimare, temperatura finală volumul final și creșterea energiei interne.

1	Volumul inițial V_1	5	m^3	dat
2	Temperatura inițială t_1	20	$^{\circ}\text{C}$	dat
3	Presiunea inițială p_1	1	Atm	dat
4	Presiunea finală p_2	3	Atm	dat
5	Raportul presiunilor . . . p_2/p_1	3	—	(4) : (3)
6	Exponentul adiabatic . . . κ	1,40	—	tabela 1
7	Temperatura absolută inițială T_1	293	$^{\circ}\text{K}$	(2) + 273
8	Temperatura absolută finală T_2	401	$^{\circ}\text{K}$	ecuația (75)
9	Temperatura finală t_2	128	$^{\circ}\text{C}$	(8) - 273
10	Volumul molar inițial . . . $\bar{V}$	24,04	l/mol	22,4 (7) : 273
11	Numărul de moli în 5 m^3 . . . n	208	moli	1 000 (1) : (10)
12	Căldura molară la volum constant C_v	5	$\text{cal/mol} \cdot \text{grd}$	tabela 1
13	Lucrul mecanic pentru comprimare pe mol L	1 040	cal/mol	(12) [(8) - (7)]
14	Lucrul mecanic pentru comprimarea a 5 m^3	216,3	kcal	(13) · (11) : 1 000
15	Lucrul mecanic pentru comprimarea a 5 m^3	92 360	kgf m	427 · (14)
16	Volumul final V_2	2,281	m^3	ecuația (72)
17	Creșterea energiei interne ΔU	216,3	kcal	(14)

5. TRANSFORMAREA POLITROPĂ

α) *Relația caracteristică.* Transformarea politropă este definită de relația :

$$pV^n = \text{const}, \quad (82)$$

în care exponentul politropic n variază între 1 și κ . Transformarea politropă este intermediară între transformarea isotermă ($n = 1$) și transformarea adiabatică ($n = \kappa$).

β) *Reprezentarea grafică* în diagrama p, V , este o curbă exponențială intermediară între curba isotermă și cea adiabatică (fig. 17).

Subtangentă politropei se calculează ca și subtangentă adiabatei, cu rezultatul : $AB'' = \bar{V}/n$.

γ) *Căldura necesară.* Din ecuația generală :

$$dQ = dU + p dV$$

se obține, după integrare și ținând seamă că $\Delta U = C_v(T_2 - T_1)$,

$$Q = C_v(T_2 - T_1) + \text{const} \cdot \int_{V_1}^{V_2} \frac{dV}{V^n}$$

$$= C_v(T_2 - T_1) + \frac{\text{const}}{1-n} (V_2^{1-n} - V_1^{1-n}). \quad (83)$$

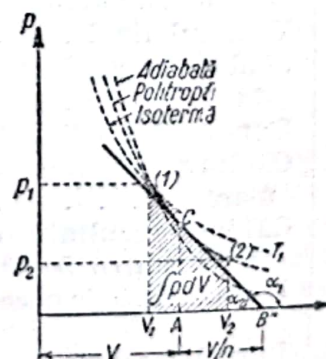


Fig. 17. Transformare politropă pentru gaze ideale.

Din ecuația (82) și $pV = RT$, rezultă

$$\text{const } V^{1-n} = RT,$$

care, introdus în relația (83):

$$Q = C_v (T_2 - T_1) + \frac{R}{1-n} (T_2 - T_1) \quad (84)$$

și împreună cu $C_v = R/(\kappa - 1)$:

$$Q = C_v \frac{\kappa - n}{1 - n} (T_2 - T_1). \quad (85)$$

În transformarea politropă, o parte din căldură $C_v (T_2 - T_1)$ mărește energia internă a gazului, iar restul $R (T_2 - T_1)/(1 - n)$ se transformă în lucru mecanic.

δ) *Lucrul mecanic* pentru transformarea politropă este dat tot de ecuațiile (76) – (81) în care însă κ este înlocuit cu n .

Exemplu. Un gaz ideal biatomic este comprimat politropic ($n = 1,2$); starea inițială: temperatura 20 °C; presiunea 1 Atm; volumul 5 m³; starea finală: 3 Atm. Să se calculeze: lucrul mecanic necesar pentru comprimare, căldura rezultată prin comprimare, temperatura finală, volumul final și creșterea energiei interne.

1	Volumul inițial V_1	5	m ³	dat
2	Temperatura inițială t_1	20	°C	dat
3	Presiunea inițială p_1	1	Atm	dat
4	Presiunea finală p_2	3	Atm	dat
5	Raportul presiunilor . . . p_2/p_1	3	—	(4) : (3)
6	Exponentul politropic . . . n	1,20	—	dat
7	Temperatura absolută inițială T_1	293	°K	(2) + 273
8	Temperatura absolută finală T_2	352	°K	ecuația (75) cu $\kappa = n$
9	Temperatura finală t_2	79	°C	(8) – 273
10	Volumul molar inițial (la 20°C) V	24,04	l/mol	22,4 (7) : 273
11	Numărul de moli în 5m ³ inițial n	208	moli	1 000 (1) : (10)
12	Volumul final V_2	2,00	m ³	ecuația (82)
13	Căldura molară la volum constant C_v	5	cal/mol·grd	tabela 1
14	Exponentul adiabatic κ	1,4	—	tabela 1
15	Căldura rezultată din comprimare Q	295	cal/mol	ecuația (85)
16	Căldura rezultată din comprimare pentru 5 m ³ Q	61,4	kcal	(15)·(11) : 1 000
17	Lucrul mecanic necesar pe mol L	590	cal/mol	ecuația (76) cu $\kappa = n$
18	Lucrul mecanic pentru 5 m ³ .	122,8	kcal	(17)·(11) : 1 000
19	Lucrul mecanic pentru 5 m ³ .	52 436	kgf·m	(18) 427
20	Creșterea energiei interne ΔU	184,2	kcal	(15) + (18)

6. TOATE TRANSFORMĂRILE CONSIDERATE CAZURI PARTICULARE ALE TRANSFORMĂRII POLITROPE

Considerând transformarea politropă în înțeles larg, definită prin relația :

$$pV^n = \text{const},$$

în care n variază între 0 și ∞ , se reprodue toate transformările de mai sus, dând lui n diferite valori particulare :

pentru $n = 0$	$pV^0 = \text{const}$	($p = \text{const}$)	transformare isobară
pentru $n = 1$	$pV = \text{const}$		isotermă
pentru $1 < n < \infty$	$pV^n = \text{const}$		politropă
pentru $n = \infty$	$pV^\infty = \text{const}$		adiabatică

pentru $n = \infty$ $pV^\infty = \text{const}$ sau $p^\infty V = \text{const}$ transformare isocoră.

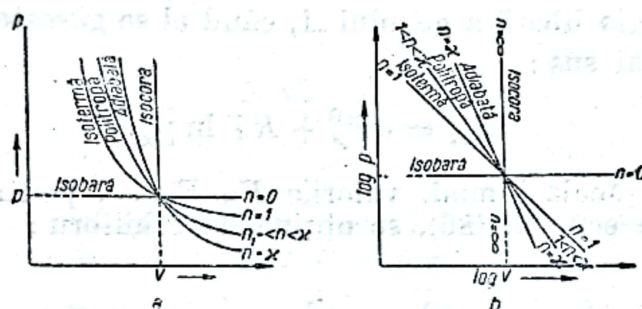


Fig. 18. Transformările gazelor ideale, considerate cazuri particulare ale transformării politrope :
a—în coordonate liniare ; b—în coordonate logaritmice.

În fig. 18 a sunt date, în diagrama p, V , toate transformările studiate mai sus, iar în fig. 18 b, aceleași transformări, reprezentate într-o diagramă logaritmică $\log p, \log V$.

NOȚIUNI DE TERMODINAMICĂ CHIMICĂ

Din domeniul vast al termodinamicii chimice se va trata aici numai despre determinarea termodinamică a constantei de echilibru, despre calculul compoziției de echilibru și despre evaluarea influenței condițiilor de reacție asupra echilibrului.

Energia liberă și constanta de echilibru

Se consideră o reacție chimică între substanțe care au proprietățile gazelor ideale :



Variația energiei libere corespunzătoare acestei reacții, adică diferența dintre energia liberă (v. pag. 53) a produselor $R, S, \dots$ și energia liberă a reactanților $B, C, \dots$ este :

$$\Delta F = (rF_R + sF_S + \dots) - (bF_B + cF_C + \dots). \quad (86)$$

$F_B, F_C, \dots$ fiind energia liberă pentru un mol din substanța respectivă, în condițiile în care ea intervine în reacție.

S'a arătat (10) că, pentru un gaz ideal,

$$\Delta F = F_2 - F_1 = RT \ln \frac{p_2}{p_1},$$

iar pentru n moli dintr'un gaz ideal:

$$n \Delta F = n(F_2 - F_1) = nRT \ln \frac{p_2}{p_1} = RT \ln \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^n.$$

Când starea inițială este starea standard (definită prin $p_1 = 1$ at), iar cea finală $p_2 = p_A$, rezultă, pentru a moli din gazul A :

$$a \Delta F_A = a(F_A - F_A^0) = RT \ln p_A^a,$$

unde F_A^0 este energia liberă a gazului A , când el se găsește în starea standard. Din ecuația de mai sus:

$$a F_A = a F_A^0 + RT \ln p_A^a.$$

Calculând, în același mod, valorile $F_B, F_C, \dots$ pentru celelalte gaze și introducându-le în ecuația (86), se obține, la echilibru:

$$\Delta F = (r F_R^0 + s F_S^0 + \dots) - (b F_B^0 + c F_C^0 + \dots) + RT \ln \frac{p_R^r \cdot p_S^s \dots}{p_B^b \cdot p_C^c \dots} = 0, \quad (87)$$

unde $p_B, p_C, \dots$ sunt presiunile parțiale ale reactanților și produselor la echilibru. Notând cu ΔF^0 variația energiei libere într'o reacție ipotetică în care toți componenții s'ar găsi, la echilibru, în starea standard, adică:

$$\Delta F^0 = (r F_R^0 + s F_S^0 + \dots) - (b F_B^0 + c F_C^0 + \dots).$$

și cu K_p constanta de echilibru, așa cum rezultă din legea acțiunii maselor, adică

$$K_p = \frac{p_R^r \cdot p_S^s \dots}{p_B^b \cdot p_C^c \dots}, \quad (88)$$

ecuația (87) devine:

$$\Delta F^0 = -RT \ln K_p. \quad (89)$$

Când substanțele care reacționează nu sunt gaze perfecte — cum s'a presupus în deducerile de mai sus, — ci solide, lichide, soluții sau gaze reale, se ajunge la relații asemănătoare, cu deosebirea că în locul presiunilor parțiale apar concentrațiile sau, mai exact, activitățile corpurilor respective:

$$K_a = \frac{a_R^r \cdot a_S^s \dots}{a_B^b \cdot a_C^c \dots} \quad (90)$$

$$\Delta F^0 = -RT \ln K_a.$$

Activitățile sunt mărimi care, introduse în locul concentrațiilor soluțiilor sau în locul presiunii parțiale ale gazelor, fac ca formulele termodinamice pentru sisteme (soluții, gaze) ideale să fie valabile și pentru sisteme reale.

Pentru gaze, activitatea se definește prin :

$$a = N v_{\pi} \pi,$$

unde :

a este activitatea gazului ;

N — fracția molară a gazului în amestec ;

π — presiunea totală a amestecului ;

v_{π} — coeficientul de activitate al gazului la presiunea π .

Pentru gaze, ecuația (90) devine, deci :

$$K_a = \left(\frac{N_R^r \cdot N_S^s \dots}{N_B^b \cdot N_C^c \dots} \right) \left(\frac{v_R^r \cdot v_S^s \dots}{v_B^b \cdot v_C^c \dots} \right) \pi^{(r+s+\dots) - (b+c+\dots)} \quad (91)$$

Notând :

$$K_v = \frac{v_R^r \cdot v_S^s \dots}{v_B^b \cdot v_C^c \dots}$$

și amintind că fracția molară N este raportul dintre numărul de moli ai unui component și numărul total de moli ai amestecului, ecuația (91) devine :

$$K_a = \left(\frac{n_R^r \cdot n_S^s \dots}{n_B^b \cdot n_C^c \dots} \right) K_v \left(\frac{\pi}{n_B + n_C + \dots + n_R + n_S + \dots} \right)^{(r+s+\dots) - (b+c+\dots)} \quad (92)$$

Această ecuație va fi folosită sub forma :

$$\frac{n_R^r \cdot n_S^s \dots}{n_B^b \cdot n_C^c \dots} = \frac{K_a}{K_v} \left(\frac{n_B + n_C + \dots + n_R + n_S + \dots}{\pi} \right)^{(r+s+\dots) - (b+c+\dots)} \quad (93)$$

Observație. Valoarea constantei de echilibru în termeni de activități K_a depinde de forma stoechiometrică prin care este redată reacția ; deaceia, ecuația stoechiometrică trebuie să fie totdeauna indicată. Următorul exemplu subliniază importanța formei ecuației stoechiometrice :



$$K' = \frac{a_{\text{NH}_3}^2}{a_{\text{N}_2} \cdot a_{\text{H}_2}^3} \qquad K'' = \frac{a_{\text{NH}_3}}{a_{\text{N}_2}^{1/2} \cdot a_{\text{H}_2}^{3/2}}$$

$$K' = (K'')^2.$$

Variația energiei libere, ΔF . Criteriul de echilibru pentru o reacție care decurge la temperatură și presiune constantă este (p. 54) :

$$\Delta F = 0.$$

Valori negative pentru ΔF indică posibilitatea unei reacții spontane dela stânga la dreapta și reprezintă o măsură directă a depărtării de starea de echilibru.

Valori pozitive pentru ΔF sunt o indicație asupra gradului de transformare al reacției, care este cu atât mai mic, cu cât ΔF este mai mare.

Energia liberă fiind o mărime termodinamică, este independentă de drumul parcurs între starea inițială și starea de echilibru, astfel încât în acest caz intervine numai reacția brută, iar nu mecanismul reacției, spre deosebire de cinetica chimică, unde reacțiile intermediare au rolul determinant.

Calculul variației energiei libere. Variația energiei libere pentru o reacție se calculează pe baza definiției energiei libere (8):

$$F = H - TS$$

sau, pentru o reacție izotermă,

$$\Delta F = \Delta H - T\Delta S,$$

respectiv :

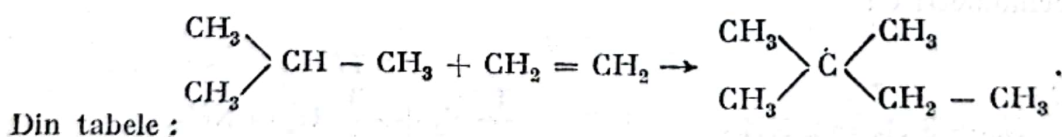
$$\Delta F^0 = \Delta H^0 - T\Delta S^0. \quad (94)$$

Mărimile ΔF^0 , ΔH^0 , ΔS^0 se determină prin adăugarea algebrică a mărimilor standard respective pentru produse și reactanți, adică prin ecuațiile :

$$\begin{aligned} \Delta F^0 &= \sum \Delta F^0_{\text{produse}} - \sum \Delta F^0_{\text{reactanți}} \\ \Delta H^0 &= \sum \Delta H^0_{\text{produse}} - \sum \Delta H^0_{\text{reactanți}} \\ \Delta S^0 &= \sum \Delta S^0_{\text{produse}} - \sum \Delta S^0_{\text{reactanți}} \end{aligned} \quad (95)$$

Fiecare produs și fiecare reactant sunt caracterizați prin mărimi ΔF^0 și ΔH^0 , numite de formație, adică ale reacției prin care compusul respectiv rezultă din elementele chimice, toate în stare standard. Aceste valori se găsesc în tabele, unde starea standard unanim acceptată este temperatura de 25 °C (298,1 °K), și presiunea 1 Atm. În unele tabele mai vechi, valorile pentru entalpia de formație standard (ΔH^0) sunt date pentru temperatura de 18 °C (valorile sunt identice, dar de semn contrar căldurilor de formație. Evident că, pentru elementele chimice în stare normală, mărimile ΔF^0 și ΔH^0 sunt toate egale cu zero.

Exemplu. Să se calculeze ΔF^0 pentru obținerea neohexanului prin alchilarea (în fază gazoasă) a isobutanului cu etilenă :



pentru isobutan (gaz) C_4H_{10} $\Delta F^0_{\text{C}_4\text{H}_{10}} = -4\,160 \text{ cal/mol}$

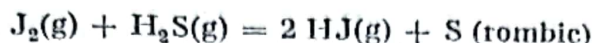
pentru etilenă (gaz) C_2H_4 $\Delta F^0_{\text{C}_2\text{H}_4} = +16\,300 \text{ cal/mol}$

pentru neohexan (gaz) C_6H_{14} $\Delta F^0_{\text{C}_6\text{H}_{14}} = -2\,300 \text{ cal/mol}$.

Rezultă, pentru variația energiei libere standard a reacției la 25 °C :

$$\begin{aligned} \Delta F^0 &= \sum \Delta F^0_{\text{produse}} - \sum \Delta F^0_{\text{reactanți}} = \Delta F^0_{\text{C}_6\text{H}_{14}} - (\Delta F^0_{\text{C}_4\text{H}_{10}} + \Delta F^0_{\text{C}_2\text{H}_4}) = \\ &= -2\,300 - (16\,300 - 4\,160) = -14\,440 \text{ cal/mol.} \end{aligned}$$

Exemplu. Să se analizeze posibilitatea obținerii acidului iodhidric prin acțiunea iodului asupra hidrogenului sulfurat :

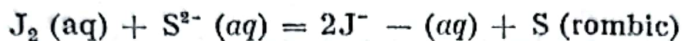


$$\Delta F^0 + 4\,360 - 7\,840 \quad 2 \cdot (+315) \quad 0$$

$$\Delta F^0 = 2 \cdot 315 - (4\,360 - 7\,840) = +4\,110 \text{ cal/mol.}$$

Rezultă că reacția nu este posibilă la 25°C.

Dacă se lucrează însă în soluție apoasă, după reacția :



$$\Delta F^0 \quad + 3\,926 + 23\,450 \quad 2(-12\,360) \quad 0$$

$$\Delta F^0 = 2 \cdot (-12\,360) - 3\,926 + 23\,450 = -52\,096 \text{ cal/mol.}$$

ΔF^0 este negativ, reacția în soluție apoasă este posibilă și servește la obținerea acidului iodhidric.

Influența temperaturii asupra variației energiei libere și asupra constantei de echilibru. Influența temperaturii asupra lui ΔF^0 rezultă din dezvoltarea lui ΔH^0 și ΔS^0 din ecuația (94) ca funcții de temperatură.

ΔH^0

Din relația

$$C_p = dH/dT$$

rezultă, pentru o reacție în stare standard :

$$\Delta C_p^0 = d \Delta H^0 / dT$$

sau

$$\int d \Delta H^0 = \int \Delta C_p^0 \cdot dT, \quad (96)$$

în care :

$$\Delta C_p^0 = \sum C_{p_{\text{produse}}}^0 - \sum C_{p_{\text{reactanți}}}^0 \quad (97)$$

Desvoltând căldura molară la presiune constantă a fiecărei substanțe (produs sau reactant) în stare standard, după relația :

$$C_p^0 = a + bT + cT^2$$

sau, mai exact :

$$C_p^0 = a + bT + cT^2 + dT^{-2},$$

se obține, după integrare, conform ecuației (96), :

$$\Delta H^0 = \Delta aT + \frac{1}{2} \Delta bT^2 + \frac{1}{3} \Delta cT^3 - \frac{\Delta d}{T} + I_H,$$

unde Δa , Δb , etc. sunt coeficienți rezultați din ecuații de forma :

$$\Delta a = \sum a_{\text{produse}} - \sum a_{\text{reactanți}}, \quad (98)$$

iar I_H este constanta de integrare.

ΔS^0

Deoarece la presiune constantă

$$dS = \frac{dQ}{T} = C_p \frac{dT}{T}$$

sau,

$$d \Delta S^0 = \Delta C_p^0 \frac{dT}{T}$$

rezultă :

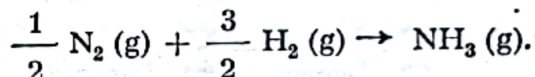
$$\begin{aligned} \Delta S^0 &= \int (\Delta a + \Delta b T + \Delta c T^2 + \Delta d T^{-2}) \frac{dT}{T} = \\ &= \Delta a \ln T + \Delta b T + \frac{1}{2} \Delta c T^2 - \frac{\Delta d}{2 T^2} + I_S. \end{aligned} \quad (99)$$

Și aici I_S este constanta de integrare.Introducând în ecuația (94) expresiile găsite mai sus pentru ΔH^0 și ΔS^0 , rezultă :

$$\Delta F^0 = \Delta a T - T \Delta a \ln T - I_S T - \frac{1}{2} \Delta b T^2 - \frac{1}{6} \Delta c T^3 - \frac{\Delta d}{2 T} + I_H. \quad (100)$$

Această relație se folosește sub forma :

$$\frac{\Delta F^0}{T} = \frac{I_H}{T} + (\Delta a - I_S) - \Delta a \ln T - \frac{1}{2} \Delta b T - \frac{1}{6} \Delta c T^2 - \frac{\Delta d}{2 T^2}. \quad (101)$$

Exemplu. Să se calculeze variația energiei libere standard și a constantei de echilibru pentru reacția de formare a amoniacului gazos :

Căldurile molare (la 1 Atm) :

$$C_{p\text{N}_2}^0 = 6,30 + 1,819 \cdot 10^{-3} T - 0,345 \cdot 10^{-6} T^2$$

$$C_{p\text{H}_2}^0 = 6,88 + 0,066 \cdot 10^{-3} T + 0,279 \cdot 10^{-6} T^2$$

$$C_{p\text{NH}_3}^0 = 5,92 + 8,963 \cdot 10^{-3} T - 1,764 \cdot 10^{-6} T^2.$$

Înmulțind cu coeficienții stoechiometrici ai reacției și formând Δa , Δb și Δc după ecuația (98), se obține :

$$\Delta a = -7,55; \Delta b = 7,955 \cdot 10^{-3}; \Delta c = -2,01 \cdot 10^{-6}; \Delta d = 0.$$

Rezultă, în acest caz :

$$\Delta H_T^0 = -7,55 T + \frac{7,955}{2} \cdot 10^{-3} T^2 - \frac{2,01}{3} 10^{-6} T^3 + I_H. \quad (102)$$

În tabele se găsește, pentru această reacție, la 18°C (291°K) :

$$\Delta H_{291}^0 = -11\,000 \text{ cal/mol}, \quad (103)$$

care permite obținerea valorii constantei de integrare I_H , dacă se introduce valoarea lui ΔH^0 din (103) în (102) și se rezolvă pentru $T = 291^\circ\text{K}$.

Rezultă astfel :

$$I_H = -9\,130 \text{ cal/mol.}$$

În mod analog, folosind ecuația (99) și rezultatele precedente se obține :

$$\Delta S_T^0 = -7,55 \ln T + 7,0955 \cdot 10^{-3} T - \frac{2,01}{2} \cdot 10^{-6} T^2 + I_s. \quad (104)$$

Valoarea constantei I_s se obține și aici punând condițiile la o temperatură pentru care se cunoaște ΔS_T^0 .

În tabele, pentru 25 °C (298 °K) :

$$S_{N_2(g)}^0 = 45,79; S_{H_2(g)}^0 = 31,23; S_{NH_3(g)}^0 = 46,03 \text{ cal/mol } ^\circ K,$$

care, înmulțite cu coeficienții stoechiometrici ai reacției, dau

$$\Delta S_{298}^0 = 46,03 - \left(\frac{1}{2} \cdot 45,79 + \frac{3}{2} \cdot 31,23 \right) = -23,71 \text{ cal/mol } ^\circ K.$$

Cu această valoare introdusă în (104) și rezolvând pentru $T = 298 \text{ } ^\circ K$, se obține :

$$I_s = 17,00 \text{ cal/mol } ^\circ K.$$

Există acum toate datele pentru relația (100) care dă variația energiei libere standard în funcție de temperatură :

$$\Delta F_T^0 = 9\,130 - 24,55 T - \frac{7,955}{2} \cdot 10^{-3} T^2 + \frac{2,01}{6} \cdot 10^{-6} T^3.$$

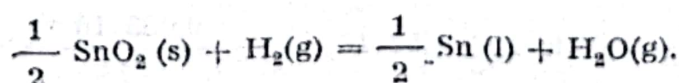
Constanta de echilibru rezultă din ecuația (89) :

$$R \ln K = - \frac{\Delta F^0}{T}$$

sau, împreună cu ecuația (101) :

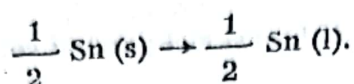
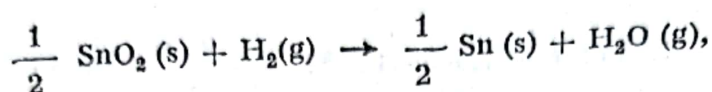
$$1,987 \ln K = \frac{9\,130}{T} + 24,55 - 7,55 \ln T + \frac{7,955}{2} \cdot 10^{-3} T - \frac{2,01}{6} \cdot 10^{-6} T^2.$$

Exemplu. Să se calculeze variația energiei libere și constanta de echilibru pentru reacția :



Problema diferă de cea precedentă prin faptul că una din substanțele care intervin în reacție — staniul — își schimbă starea fizică: el este solid în starea standard și este lichid de la temperatura de topire (504,9°K) în sus.

Se descompune reacția în două:



Cu datele extrase din literatură, pentru căldura molară a reactanților și produselor, și procedând ca în exemplul precedent, se obține, pentru prima reacție:

$$\Delta H_I^0 = -4,06 T + 0,765 \cdot 10^{-3} T^2 - \frac{0,126 \cdot 10^{-6}}{T} + I_{H,I} \quad (105)$$

$$\Delta H_{291}^0 = 11\,250 \text{ cal/mol.}$$

Această valoare, introdusă în ecuația (105), și rezolvând pentru $T = 291^\circ\text{K}$ dă $I_{H,I} = 12\,800 \text{ cal/mol}$.

Deci, până la punctul de topire (504,9°K):

$$\Delta H_I^0 = 12\,800 - 4,06 T + 0,765 \cdot 10^{-3} T^2 - \frac{0,126 \cdot 10^{-6}}{T} \quad (106)$$

Peste această temperatură, staniul topit are altă căldură molară. Cu căldura molară a staniului topit se obține:

$$\Delta H_{II}^0 = -3,29 T - 0,435 \cdot 10^{-3} T^2 - \frac{0,126 \cdot 10^{-6}}{T} + I_{H,II} \quad (107)$$

Pentru determinarea constantei $I_{H,II}$ se calculează ΔH_{II}^0 pentru temperatura de topire a staniului, cu ajutorul relației (106), la care se adaugă căldura de topire a staniului (1,720 cal/mol):

$$\Delta H_{II,504,9}^0 = \Delta H_{I,504,9}^0 + \frac{1}{2} L_F = 10\,700 + 860 = 11\,560 \text{ cal/mol.}$$

S'a adăugat numai jumătate din căldura de topire, pentru că în reacție intervine o jumătate de mol de staniu.

Această valoare, introdusă în ecuația (107), dă, rezolvând pentru 504,9°K: $I_{H,II} = 13\,580 \text{ cal/mol}$, astfel încât se obține:

$$\Delta H_{II}^0 = 13\,580 - 3,29 T - 0,435 \cdot 10^{-3} T^2 - \frac{0,126 \cdot 10^{-6}}{T}.$$

ΔS_I^0 se calculează în mod analog, cu ajutorul căldurilor molare și al ecuației generale (99),

$$\Delta S_I^0 = -4,06 \ln T + 1,53 \cdot 10^{-3} T - \frac{0,063 \cdot 10^{-6}}{T^2} + I_{S,I} \quad (108)$$

Se calculează ΔS_I^0 la 298,1°K, cu ecuația (95), din entropiile corpurilor la 298,1°K (tabele, vol. II):

$$\Delta S_{I,298,1}^0 = 13,80 \text{ cal/mol}^\circ\text{K}$$

care, introdusă în relația (108), permite găsirea lui $I_{S,I} = 7,18$; ecuația (108) devine:

$$\Delta S_I^0 = -4,06 \ln T + 1,53 \cdot 10^{-3} T - \frac{0,063 \cdot 10^{-6}}{T^2} + 7,18.$$

La temperaturi superioare celei de topire a staniului se ține seamă de căldura molară de topire a staniului;

$$\Delta S_{II}^0 = -3,29 \ln T - 0,87 \cdot 10^{-3} T - \frac{0,063 \cdot 10^{-6}}{T^2} + I_{S,II}. \quad (109)$$

Constanta de integrare $I_{S,II}$ se calculează în modul următor:

ΔS_I^0 pentru staniul solid la 504,9°K, este 12,44 cal/mol°K

ΔS pentru topirea staniului:

$$\Delta S = \frac{\Delta H_{\text{topire}}}{T_{\text{topire}}} = \frac{1720}{504,9} = 3,41 \text{ cal/mol}^\circ\text{K}.$$

Deoarece staniul intră în reacție cu $\frac{1}{2}$ mol, rezultă:

$$\Delta S_{II,504,9}^0 = 12,44 + \frac{3,41}{2} = 14,145.$$

Această valoare se introduce în ecuația (109) și se obține $I_{S,II} = 37,02$; deci:

$$\Delta S_{II}^0 = -3,29 \ln T - 0,87 \cdot 10^{-3} T - \frac{0,063 \cdot 10^{-6}}{T^2} + 37,02.$$

Cu valorile astfel obținute pentru ΔH_I^0 și ΔS_{II}^0 se formează funcția ΔF^0 :

$$\Delta F^0 = \Delta H_{II}^0 + T \Delta S_{II}^0$$

sau:

$$\Delta F^0 = 13580 - 40,31 T + 3,29 T \ln T + \frac{0,87 \cdot 10^{-3}}{2} T^2 - \frac{0,063 \cdot 10^{-6}}{T},$$

iar pentru constanta de echilibru:

$$R \ln K = -\frac{13580}{T} + 40,31 - 3,29 \ln T - \frac{0,87 \cdot 10^{-3}}{2} T + \frac{0,063 \cdot 10^{-6}}{T^2}. \quad (110)$$

Compoziția la echilibru

În linii generale se poate afirma că, atunci când $\Delta F^0 < 0$, reacția este termodinamic promițătoare; când $\Delta F^0 > 0$, dar mai mică decât 10 000 cal/mol, reacția este îndoieală, dar poate fi luată în considerație; când $\Delta F^0 > 10 000$ cal/mol, reacția este nefavorabilă și poate fi folosită numai în cazuri cu totul excepționale. Aceste afirmații trebuie considerate numai drept criterii aproximative pentru studiul explorativ al unei reacții.

Concluzii valabile, în cazul $\Delta F^0 > 0$ se obțin numai din determinarea compoziției la echilibru.

Să se presupună că un amestec de gaze ideale la 1 Atm reacționează la 300°C după una din ecuațiile:

1. $A + B = C$ (contractie de volum)
2. $A + B = 2C$ (constanță de volum)
3. $A + B = 3C$ (creștere de volum)

și că variația energiei libere standard este $\Delta F^0 = 2 620$ cal, în toate trei cazurile.

Se va determina conversia lui A sau B în procente molare, la echilibru, când amestecul inițial ($A + B$) este echimolecular.

Constanta de echilibru este aceeași pentru toate trei cazurile și se determină astfel:

$$\Delta F_{573}^0 = 2 620 \text{ cal}$$

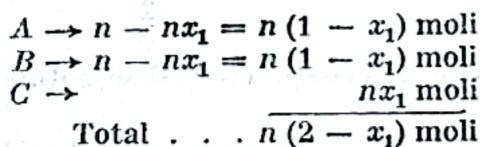
$$RT \ln K = 1,987 \cdot 573 \cdot 2,303 \lg K = -\Delta F_{573}^0 = -2 620 \text{ cal,}$$

de unde:

$$K = 0,1.$$

Pe baza constantei de echilibru se calculează conversia pentru cele trei cazuri.

Cazul 1. Dacă numărul de moli de A și B în amestecul inițial este $n_A = n_B = n$ și cu conversia x_1 , amestecul la echilibru conține:



Fracțiile molare egale cu presiunile parțiale sunt la echilibru:

$$N_A = p_A = \frac{n(1 - x_1)}{n(2 - x_1)} = \frac{1 - x_1}{2 - x_1}$$

$$N_B = p_B = \frac{1 - x_1}{2 - x_1}$$

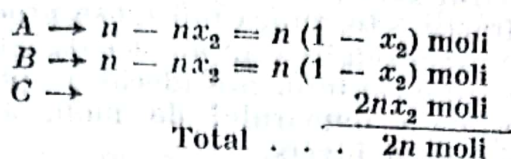
$$N_C = p_C = \frac{x_1}{2 - x_1}$$

Constanta de echilibru este:

$$K = \frac{p_C}{p_A \cdot p_B} = \frac{x_1(2 - x_1)}{(1 - x_1)^2} = 0,1,$$

de unde, conversia $x = 0,046$ sau 4,6%.

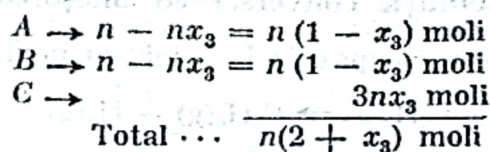
Cazul 2. Plecând de la același amestec inițial și notând cu x_2 conversia, amestecul la echilibru conține :



$$K = \frac{\left(\frac{2nx_2}{2n}\right)^2}{\frac{n(1-x_2)}{2n} \cdot \frac{n(1-x_2)}{2n}} = \frac{4x_2^2}{(1-x_2)^2} = 0,1$$

$$x_2 = 0,136 \text{ sau } 13,6 \%$$

Cazul 3. La echilibru :



$$K = \frac{\left[\frac{3nx_3}{n(2+x_3)}\right]^3}{\frac{n(1-x_3)}{n(2+x_3)} \cdot \frac{n(1-x_3)}{n(2+x_3)}} = \frac{27x_3^3}{(2+x_3)(1-x_3)^2} = 0,1$$

$$x_3 = 0,18 \text{ sau } 18 \%$$

Rezultă că, deși ΔF^0 este pozitiv în toate trei cazurile, totuși, uneori se poate ajunge la conversii interesante chiar din punct de vedere industrial. Multe procese industriale au loc pe bază de conversii sub 15 %.

Mai mult, în cazul 1, reacția se produce cu contracție de volum și, deci, cum se va arăta mai jos, presiunea influențează mult compoziția de echilibru, astfel încât, chiar în acest caz, la presiuni înalte reacția poate fi aplicabilă în industrie.

Condiții de reacție

În cele ce urmează se descrie influența condițiilor de reacție asupra conversiei la echilibru.

α) *Influența temperaturii.* S'a arătat mai sus cum se calculează constanta de echilibru în funcție de temperatură. Creșterea temperaturii are ca efect o micșorare a conversiei la reacțiile exoterme (cu $\Delta H < 0$), și invers.

β) *Influența presiunii.* Se studiază efectul presiunii asupra compoziției la echilibru (conversiei) cu ajutorul ecuației (107) : o creștere a valorii membrului din dreapta al ecuației înseamnă o mărire a conversiei.

Presiunea influențează : 1) constanta K_v și 2) fracția din paranteză.

1. Modul în care presiunea influențează constanta K_v este greu de prevăzut fără calcul ; totuși, se poate afirma că, la creșterea factorului de compresibilitate a produselor, K_v va descrește și, deci, conversia va crește.

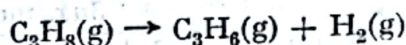
2. Influența determinantă o are fracția din paranteză care cuprinde presiunea totală π și numărul total de moli. Exponentul $(r + s + \dots) - (b + c + \dots)$ al acestei fracții este zero, când nu se produce o creștere a numărului de moli, prin reacție; rezultă că, în acest caz, întreaga fracție este egală cu 1 și că presiunea nu are nicio influență (decât asupra lui K_v). Dacă reacția se produce cu o descreștere a numărului de moli, atunci conversia se va mări cu creșterea presiunii, și invers.

γ) *Diluarea cu gaz inert*. Efectul introducerii unui gaz inert, înseamnă o micșorare a presiunilor parțiale ale componentilor activi și echivalează cu o descreștere de presiune cu urmările specificate mai sus.

δ) *Excesul de reactant*. Mărirea concentrației, deci a presiunii parțiale a unuia dintre reactanți, înseamnă mărirea unui factor dela numitorul expresiei K_p (ecuația 102). Pentru că însă K_p trebuie să rămână constant, înseamnă că trebuie să crească și factorii dela numărător, cecă înseamnă o creștere a conversiei.

ϵ) *Prezența unui produs în amestecul inițial de reactanți*. Prin inversarea demonstrației precedente rezultă că, dacă un produs al reacției se găsește în amestecul inițial de reactanți, conversia se micșorează.

Exemplu. Să se calculeze compoziția la echilibru pentru reacția :



În următoarele variante ale condițiilor de reacție :

a) presiunea $\pi = 1$ Atm; temperatura $T = 800^\circ\text{K}$

b) presiunea $\pi = 0,5$ Atm; temperatura $T = 800^\circ\text{K}$

c) presiunea $\pi = 0,1$ Atm; temperatura $T = 800^\circ\text{K}$

d) presiunea $\pi = 1$ Atm; temperatura $T = 800^\circ\text{K}$; propanul ailiat echimolecular cu un gaz inert.

Se folosește ecuația (92), în care, pentru acest caz : $K_{800^\circ} = 0,103$, calculat prin metoda obișnuită.

$K_v = 1$, deoarece coeficienții de activitate ai gazelor devin 1 la presiuni joase.

Exponentul $(r + s + \dots) - (b + c + \dots) = 1$

Ecuația (92) devine :

$$K = \frac{n_{\text{C}_3\text{H}_6} \cdot n_{\text{H}_2}}{n_{\text{C}_3\text{H}_8}} \left(\frac{\pi}{n_{\text{C}_3\text{H}_8} + n_{\text{C}_3\text{H}_6} + n_{\text{H}_2}} \right) = 0,103. \quad (111)$$

Considerând inițial 1 mol C_3H_8 și conversia la echilibru x , se obține la echilibru :

$$n_{\text{C}_3\text{H}_8} = 1 - x$$

$$n_{\text{C}_3\text{H}_6} = x$$

$$n_{\text{H}_2} = x$$

$$\text{Total} \dots 1 + x$$

Deci :

$$K = \frac{x^2}{1 - x} \cdot \frac{\pi}{1 + x} = 0,103.$$

Rezultă $x = 0,306$

La echilibru, pentru varianta *a* :

Propan	$1 - x = 0,694$ moli = 53,1 %
Propilenă	$x = 0,306$ moli = 23,45 %
Hidrogen	$x = 0,306$ moli = 23,45 %
Total . . .	1,306 moli 100,00

Printr-un calcul analog, în care în locul lui π se introduc presiunile respective, se obțin, pentru variantele *b* și *c*, următoarele compoziții la echilibru.

	<i>b</i>	<i>c</i>
Propan . . .	41,4 %	16,7 %
Propilenă . .	29,3 %	41,65 %
Hidrogen . .	29,3 %	41,65 %
	100,00	100,00

Comparând compozițiile la echilibru ale celor trei variante *a*, *b*, și *c*, rezultă influența favorabilă a micșorării presiunii pentru această reacție.

Pentru varianta *d* se folosește aceeași ecuație (92), cu deosebirea că în numărul total de moli (numitorul din paranteză) se include și numărul de moli de gaz inert, deci :

$$\begin{aligned} \text{C}_3\text{H}_8 &= 1 - x \\ \text{C}_3\text{H}_6 &= x \\ \text{H}_2 &= x \\ n_{\text{inert}} &= 1 \\ \text{Total} \dots &2 + x \end{aligned}$$

$$K = \frac{x^2}{1 - x} \cdot \frac{1}{2 + x} = \frac{x^2}{2 - x - x^2} = 103$$

$x = 0,290$ (rădăcina negativă nu are semnificație fizică).

Compoziția la echilibru pentru varianta *d* (raportată la amestecul fără gaz inert) este :

Propan . . .	$1 - x = 0,610$ moli = 43,9 %
Propilenă . .	$x = 0,390$ moli = 28,05 %
Hidrogen . .	$x = 0,390$ moli = 28,05 %
Total . . .	1,390 moli 100,00

Rezultă că influența diluării reactantului cu gaz inert este echivalentă cu o micșorare a presiunii și că — pentru această reacție — constituie o îmbunătățire a conversiei.

Reacții eterogene

Ecuațiile stabilite și folosite în considerațiile precedente se aplică la sistemele gazoase.

În cazul unui sistem eterogen în care, pe lângă gaze, intervin, ca reactanți sau produse, substanțe lichide sau solide, ecuația (91) devine :

$$K_a = \frac{a_L}{a_D} \left(\frac{N_R^r \cdot N_S^s \dots}{N_B^b \cdot N_C^c \dots} \right) \left(\frac{v_R \cdot v_S \dots}{v_B \cdot v_C \dots} \right) \pi^{(r+s+\dots)-(b+c+\dots)} \quad (112)$$

în care :

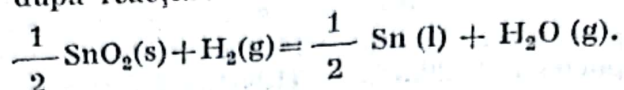
a_L este activitatea reactantului solid sau lichid ;

a_D — activitatea produsului solid sau lichid.

dm. 8992

Activitățile solidelor și lichidelor la presiuni joase pot fi considerate egale cu unitatea, astfel încât — în aceste condiții — compoziția fazei gazoase la echilibru nu este influențată de prezența solidului sau a lichidului. La presiuni înalte, activitățile solidelor și lichidelor diferă de unitate și prezența lor influențează compoziția la echilibru.

Exemplu. Să se calculeze cantitatea teoretică de staniu lichid care se produce prin reducerea la 1000°K și 1 at a oxidului de staniu, cu un gaz care conține 75 % H₂ și 25 % N₂, după reacția :



Din ecuația (110) rezultă, pentru această temperatură, $K = 6,32$. Deoarece presiunea este de 1 at se poate considera $a_{\text{SnO}_2} = 1$ și $a_{\text{Sn}} = 1$ și deci se poate folosi ecuația obișnuită (92) care, în acest caz, devine :

$$K = \frac{n_{\text{H}_2\text{O}}}{n_{\text{H}_2}} \left(\frac{\pi}{n_{\text{H}_2\text{O}} + n_{\text{H}_2} + n_{\text{N}_2}} \right)^{1-1} = \frac{n_{\text{H}_2\text{O}}}{n_{\text{H}_2}}.$$

Pornind de la 1 mol de amestec gazos inițial și notând cu x conversia hidrogenului la echilibru, rezultă :

$$n_{\text{H}_2\text{O}} = 0,75 x \quad n_{\text{H}_2} = 0,75 (1 - x)$$

$$K = \frac{0,75 x}{0,75 (1 - x)} = \frac{x}{1 - x} = 6,32$$

sau

$$x = 0,864.$$

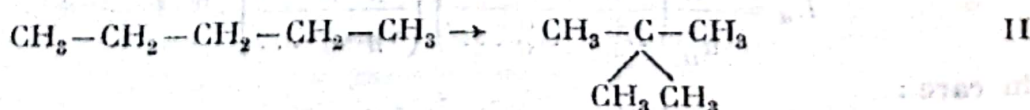
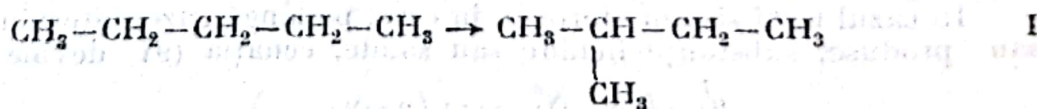
Deci, pentru fiecare mol de amestec gazos (75 % H₂ + 25 % N₂) vor rezulta 0,864 moli H₂O care, conform reacției, corespund cu $\frac{1}{2} \cdot 0,864 = 0,432$ moli staniu lichid.

Același mod de calcul se folosește și la presiunile de descompunere.

Reacții simultane

În cazul unui număr mare de reacții simultane, calculul compoziției la echilibru poate fi dificil. Totuși, înlăturând unele reacții, pentru considerente cinetice, sau alegând în mod judicios catalizatorul, sau desconsiderând reacțiile cu constante de echilibru mici în comparație cu celelalte, se poate ajunge la un număr mai mic de reacții pentru calcul.

Exemplu. Să se calculeze compoziția la echilibru pentru reacțiile simultane de isomerizare a pentanului normal la isopentan (2-metilbutan) și neopentan (2,2-dimetilpropan) la 400°K :



Constantele de echilibru la 400°K sunt, respectiv $K_{\text{I}} = 6,21$ și $K_{\text{II}} = 2,30$.

Determinarea compoziției la echilibru este mai ușoară, dacă se ia ca bază de calcul 1 mol *n*-pentan în amestecul de echilibru, astfel încât, la echilibru,

$$n_{n\text{-pentan}} = 1 \text{ mol}$$

$$n_{i\text{-pentan}} = x \text{ moli}$$

$$n_{\text{neopentan}} = y \text{ moli}$$

și, pentru că

$$K_I = \frac{x}{1} = 6,21, \quad K_{II} = \frac{y}{1} = 2,30,$$

rezultă :

$$n\text{-pentan} = 1 \text{ mol} = 10,5 \%$$

$$i\text{-pentan} = 6,21 \text{ moli} = 65,4 \%$$

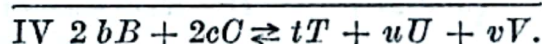
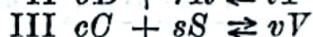
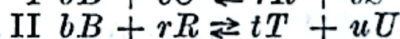
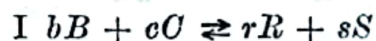
$$\text{neopentan} = 2,30 \text{ moli} = 24,1 \%$$

$$\text{Total} \dots 9,51 \text{ moli} \quad 100,00 \%$$

Repetând calculul pentru diferite temperaturi se constată că formarea neopentanului este favorizată de temperaturi sub 400°K, și că formarea *i*-pentanului are un maxim la aproximativ 500°K.

Reacții complexe

Un sistem de reacții complexe este format din reacții succesive și simultane, de exemplu :



Reacția globală sau totală IV este suma celor trei reacții parțiale. Considerând că sunt numai gaze :

$$K_I = \frac{n_R^r \cdot n_S^s}{n_B^b \cdot n_C^c} \cdot K_{v,I} \left(\frac{\pi}{\Sigma n} \right)^{(r+s)-(b+c)}$$

$$K_{II} = \frac{n_T^t \cdot n_U^u}{n_B^b \cdot n_R^r} \cdot K_{v,II} \cdot \left(\frac{\pi}{\Sigma n} \right)^{(t+u)-(b+r)}$$

$$K_{III} = \frac{n_V^v}{n_C^c \cdot n_S^s} \cdot K_{v,III} \cdot \left(\frac{\pi}{\Sigma n} \right)^{v-(c+s)}$$

unde $\Sigma n = n_B + n_C + n_R + n_S + n_T + n_U + n_V + n_{\text{inert}}$

Deoarece

$$\Delta F_I^0 = -RT \ln K_I$$

$$\Delta F_{II}^0 = -RT \ln K_{II}$$

$$\Delta F_{III}^0 = -RT \ln K_{III}$$

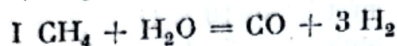
$$F_{IV} = \Delta F_I^0 + \Delta F_{II}^0 + \Delta F_{III}^0 = -RT \ln K_I K_{II} K_{III} = -RT \ln K_{IV}$$

rezultă

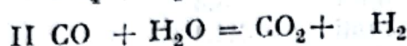
$$K_{IV} = K_I \cdot K_{II} \cdot K_{III} = \frac{n_T^t \cdot n_U^u \cdot n_V^v}{n_B^{2b} \cdot n_C^{2c}} K_{v,II} \left(\frac{\pi}{\Sigma n} \right)^{(t+u+v)-(2b+2c)}.$$

Acest mod de rezolvare implică ipoteza că vitezele de reacție sunt aproximativ egale, ca să nu apară la echilibru produsele intermediare R și S .

Exemplu: Să se calculeze compoziția la echilibru a conversiei metanului cu abur la 600°K, după reacțiile:



$$K_{I,600} = 0,573$$



$$K_{II,600} = 2,2.$$

Amestecul este format din 5 moli H_2O și 1 mol CH_4 ; presiunea, 1 at.

Considerând că x moli CH_4 se convertesc după reacția I și y moli CO după reacția II, compoziția la echilibru va fi:

$$\begin{aligned} n_{\text{CH}_4} &= 1 - x \\ n_{\text{H}_2\text{O}} &= 5 - x - y \\ n_{\text{CO}} &= x - y \\ n_{\text{CO}_2} &= y \\ n_{\text{H}_2} &= 3x + y \\ \hline \Sigma n &= 6 + 2x \end{aligned}$$

$$K_I = \frac{n_{\text{CO}} \cdot n_{\text{H}_2}^3}{n_{\text{CH}_4} \cdot n_{\text{H}_2\text{O}}} K_{v,I} \left(\frac{1}{6 + 2x} \right)^{4-2} = \frac{(x-y)(3x+y)^3}{(1-x)(5-x-y)} \left(\frac{1}{6+2x} \right)^2 = 0,574,$$

$$K_{II} = \frac{n_{\text{CO}_2} \cdot n_{\text{H}_2}}{n_{\text{CO}} \cdot n_{\text{H}_2\text{O}}} K_{v,II} \left(\frac{1}{6 + 2x} \right)^{2-2} = \frac{y(3x+y)}{(x-y)(5-x-y)} = 2,21.$$

Rezolvarea simultană a acestor două ecuații se face grafic.

IV. TRANSPORTUL, DEPOZITAREA ȘI AMBALAREA MATERIALELOR

APARATE DE TRANSPORT

GENERALITĂȚI

În industria chimică, problema transporturilor are o importanță deosebită prin cantitățile și varietatea materialelor de transportat.

La construirea unei fabrici chimice trebuie să se țină seamă de problema transportului, urmărindu-se, în rezolvarea ei, să se analizeze economia de muncă și o productivitate maximă; aceasta se obține prin mecanizarea transportului și a întregului proces chimic. Problema transportului trebuie studiată dela aducerea materialului în fabrică, la transportul între secții și până la expedierea produselor finite.

În cele ce urmează se presupune că, la proiectarea fabricii, s'a ținut seamă de aducerea din afară a materiilor prime, în fabrică, și că expedierea produselor finite, din fabrică spre centrele consumatoare, se face în cele mai bune condiții; deaceia se va studia aici numai transportul în interiorul fabricii.

Costul mișcării materialelor reprezintă partea principală a salariilor neproductive; rezolvarea rațională a problemei transportului reduce simțitor prețul de cost al produselor. Mijloacele de transport pot duce însă și la o îmbunătățire a modului de fabricație, prin faptul că asigură alimentarea locului de lucru cu material, în momentul în care este necesar, evitându-se astfel pierderile de timp. Se vor evita, în general, transportul inutil prin fabrică, ridicarea și transportul manual al greutăților mai mari decât 50 kg și utilizarea unui mare număr de oameni pentru transportul fără dispozitive de protecție și de ușurare a muncii.

În general, se evită transportul materialului în sens invers fluxului normal de fabricație, cum și folosirea unor sisteme de transport învechite. Circulația materialelor determină așezarea și orientarea secțiilor, și direcțiile de dezvoltare viitoare, în funcție de succesiunea operațiilor, cum și de repartizarea aparatelor (fig. 1).

Mijloacele de transport adoptate nu condiționează numai dispoziția clădirilor, dar și gradul de soliditate al construcției secțiilor. În general, se utilizează aparate de transport numai acolo unde ele sunt absolut necesare, preferându-se, pe cât este posibil, transportul pe sol. Principial, soluțiile cele mai simple sunt și cele mai bune și, deaceia, se recurge la aparate speciale numai în cazuri excepționale.

La producțiile continue, în punctul terminus al unui mijloc de transport trebuie să înceapă un altul, pentru ca nicio distanță să nu rămână nedeservită; mijloacele de transport suprapuse vor fi limitate la minimum, deoarece ele măresc costul instalațiilor fără a aduce un folos real.

La alegerea utilajului pentru manipularea materialelor se ține seamă de obiectivul reducerii prețului de cost, al reducerii consumului de muncă umană și de materiale, al ușurării și al protecției muncii, al evitării degradării utilajului și al prevenirii incendiilor.

În funcție de procesul tehnologic și de felul utilajului de producție se studiază:

1) mișcarea care trebuie executată, pentru a se constata dacă este o mișcare orizontală sau verticală, sau o combinație a acestor două mișcări; se apreciază distanța care urmează să fie parcursă;

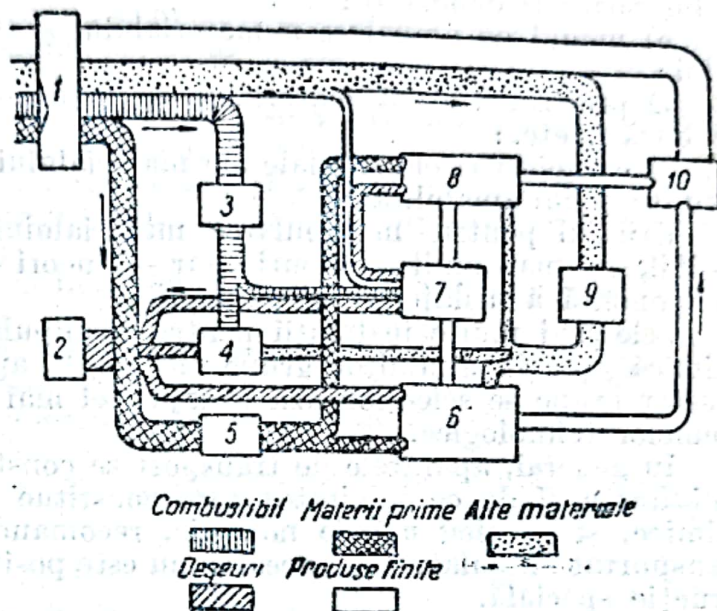


Fig. 1. Orientarea secțiilor în funcție de circulația materialelor:

1 - intrare; 2 - haldă; 3 - depozit de combustibil;
4 - centrală termică; 5 - depozit de materii prime;
6, 7, 8 - secții; 9 - magazia principală; 10 - depozit de produse finite.

2) cantitatea de material care trebuie transportată pe oră, pe zi sau în orice unitate de timp, exprimată în unități de greutate, în număr de piese sau în unități de volum;

3) cum urmează să fie adus materialul la aparatul de transport;

4) cum urmează să fie descărcat materialul de către aparatul de transport;

5) dacă este necesar un transport continuu sau intermitent și dacă materialul poate fi depozitat;

6) modul de ambalare a materialului și descrierea completă a ambalajului;

7) precizarea dacă materialul de transportat este în formă de pulbere, de bucăți, etc.;

8) caracteristicile speciale ale materialului; de exemplu umiditate, corozivitate și inflamabilitate.

Utilajul pentru manipularea materialului trebuie să servească, pe cât posibil, în mai multe scopuri, dar — uneori — acest utilaj devine o parte componentă a utilajului de producție.

Cele mai multe instalații pentru manipularea materialului din industria chimică aparțin anumitor grupe clasice de aparate de transport; în cadrul acestor grupe se selecționează utilajul cel mai indicat pentru rezolvarea problemelor tehnologice.

În general, aparatele de transport se construiesc fără să se țină seamă de umiditatea și de corozivitatea care constituie condițiile specifice instalațiilor chimice, și se aleg utilaje normale, recomandându-se ca materialul să fie transportat ambalat. Când aceasta nu este posibil, se recurge la utilaje de construcție specială.

Factorii care influențează alegerea utilajului special pentru aparate de transport sunt:

1) pericolul de coroziune provocat de substanțe chimice sau de umiditate excesivă;

2) pericolul de degradare prin încălzirea provocată de substanțe fierbinți;

3) pericolul de foc sau de explozie;

4) pericolul de otrăvire;

5) măsurile de igienă a muncii.

Coroziunea este factorul cel mai important și, deaceia, transportoarele trebuie examinate cu atenție, preferându-se utilizarea aparatelor de transport care pot fi manipulate fără a fi degradate prin corodarea lor de către materialele care se transportă. Când acest lucru nu este posibil se vor proteja punctele expuse degradărilor, ca, de exemplu, lagărele roților de la transportoare. În mod curent, lagărele se protejează prin efectuarea ungerii sub presiune, care evită intrarea substanței corozive în lagăr. Se va evita corodarea și prin captușirea materialului de construcție normală. Problema mijloacelor de transport poate fi rezolvată în trei feluri:

a) alegerea celui mai ieftin utilaj, fără se să țină seamă că el va fi supus coroziunii dat fiind că urmează să fie înlocuit periodic, dacă cheltuielile de investiție vor fi compensate prin economia de întreținere;

b) alegerea unui utilaj special anticoroziv, care va necesita deci cheltuieli mari de investiție și cheltuieli mici de întreținere;

c) folosirea unui utilaj de transport obișnuit, dar cu transportul materialului ambalat. Când coroziunea este datorită gazelor sau vaporilor, se vor utiliza dispozitive auxiliare de protecție și un sistem de ventilație.

Fiecare problemă de manipulare a materialelor trebuie studiată separat pentru a se verifica dacă există pericolul coroziunii; în caz afirmativ, pericolul coroziunii va determina alegerea utilajului.

Deteriorările prin încălzire cu materiale fierbinți se produc la manipularea produselor scoase din cuptoare și se evită prin căptușirea cu plăci de fontă a transportorului sau prin utilizarea unor recipiente de ambalaj. Materialele topite se transportă în căldări căptușite cu material refractar.

Pericolul de foc și de explozie apare adeseori în diferite ramuri ale industriei chimice. În astfel de cazuri trebuie evitat contactul materialului manipulat cu scânteii sau cu flacări. Când acest lucru nu este posibil, materialul se depozitează într-o încăpere etanșă sau în încăperi speciale. Aparatul de transport se leagă, de obicei, la pământ, pentru a se evita descărcările electrice sau electrostatice. Când există praf inflamabil, pericolul de foc sau de explozie se evită prin unul din următoarele mijloace :

- 1) încăperile în care se face manipularea se ventilează puternic, pentru a reduce concentrația prafului sub procentul critic ;
- 2) se evită producerea scânteilor sau a flăcărilor în aceste încăperi ;
- 3) materialul se manipulează într-o atmosferă cu conținut redus de oxigen pentru a nu alimenta arderea ;
- 4) materialul se manipulează în ambalaje care fac imposibilă răspândirea prafului.

Substanțele toxice sau care emit vapori toxici prezintă un pericol pentru muncitorul care deservește aparatul de transport ; în asemenea cazuri se adoptă un ambalaj care poate fi manipulat de la distanță și, dacă este posibil, în mod automat.

Având de rezolvat probleme foarte diferite, aparatele de transport sunt numeroase și variate. O primă clasificare a acestor mijloace de transport este următoarea :

- a) mijloace de transport pe sol ;
- b) mijloace de transport în înălțime și aparate de ridicat ;
- c) mijloace de transport continuu.

Tehnica înaintată cere utilizarea transportoarelor continue și, pe cât posibil, mobile, evitându-se un transport prea rapid, care poate duce la separarea materialelor transportate după greutatea lor specifică. La alegerea mijlocului de transport sunt hotărâtori următorii factori : debitul, traseul, costul deservirii și costul instalației. În tehnică se întâlnesc elemente unice de transport sau aparate complexe de transport, în funcție de condițiile de lucru. Ca factor hotărâtor în alegerea soluției intervine și nivelul apelor subterane care ar putea împiedica săparea gropilor. Modul de depozitare condiționează alegerea aparaturii de transport și, de aceea, este tratat la sfârșitul acestei secțiuni. Soluția adoptată va trebui să arate că s'a ținut seamă de factorii tehnico-economi, de sarcinile Planului de Stat, de condițiile și resursele locale, cum și de considerentele economice, constructive și de exploatare, specifice întreprinderii.

MIJLOACE DE TRANSPORT PE SOL

Transportul pe sol se poate efectua pe șine sau fără șine.

1. Transportul pe șine

La transportul pe șine se utilizează calea ferată normală sau îngustă. În general, calea ferată normală asigură legătura fabricii cu exteriorul și, de aceea, toate fabricile mari au linie proprie de garaj, până la magazia principală sau la depozit.

Modul de construcție a unor astfel de căi ferate este stabilit de C.F.R. ; trebuie menționat că ecartamentul normal este de 1435 mm, iar raza minimă

de curbura, de 140 m. Liniile de garaj trebuie să fie, pe cât posibil, în palier; deaceia, amplasamentul fabricii trebuie ales în mod corespunzător, pentru a nu impune deplasări de teren costisitoare pentru obținerea înclinării maxime de 1/400. Pavajul din curtea fabricii trebuie să fie la nivelul superior al șinelor pentru a nu stânjeni circulația.

În fig. 2 sunt date distanțele care trebuie respectate la proiectarea liniilor de garaj și a drumurilor din interiorul uzinei.

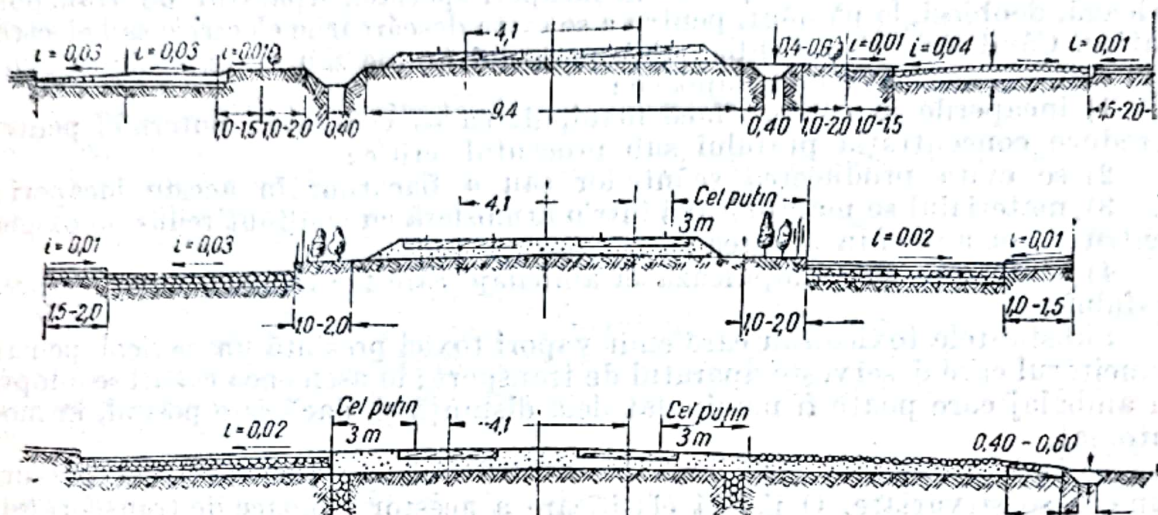


Fig. 2. Distanțele care trebuie respectate la proiectarea liniilor de garaj și a drumurilor din interiorul uzinei.

Pentru transportul greutăților sub 3000 kg sau pe terenuri nu prea solide, se utilizează linii de cale ferată îngustă, cu ecartament normal de 600 mm și, în mod excepțional, de 750 mm sau de 500 mm.

Ramificațiile se execută prin macazuri-platforme rotative, sau cu plăci turnante cu acționarea manuală sau electrică. Platformele și plăcile turnante cer timp pentru manipulare, au o întreținere costisitoare, prezintă dificultăți în exploatare și sunt periculoase. Un blocaj special trebuie să împiedice rotirea plăcilor turnante sau a platformelor fără voia muncitorului.

Vagoanele care urmează să circule pe aceste căi ferate se clasifică în vagoane cu descărcare manuală, rapidă, automată sau prin răsturnare.

Descărcarea rapidă se poate realiza prin basculare, prin deschidere la fund sau laterală. Aspirația pneumatică a materialelor în praf asigură, de asemenea, o descărcare rapidă. Descărcarea prin răsturnare se poate face răsturnând vagonul în lung sau transversal.

Dacă nu se dispune de o locomotivă de manevră pentru deplasarea acestor vagoane, se utilizează cabestane de manevră care asigură, cu un singur motor, dirijarea în diferite sensuri a vagoanelor goale sau încărcate, cu ajutorul cablurilor.

Pentru transportul materialului vărsat se folosesc vagonete basculante, de 0,5—3 m³, care se golesc prin acționarea unui zăvor. În această poziție, recipientul gol având alt centru de greutate, se redresează automat și se blochează în poziția pentru umplere. Vagonetul plin este asigurat contra basculării printr-o blocare care se poate desface manual sau mecanic.

Vagonetele pot fi golite și pe la fund sau lateral, golirea și închiderea putându-se face automat sau semiautomat.

Pentru vagonete v. STAS 1663-50 și 1939-50.

2. Transportul fără șine

Locul liniei ferate înguste este luat de electrocare și de cărucioare care pot circula pe drumuri bine pavate. Acționarea acestora poate fi manuală sau cu motoare cu explozie. Un calcul de rentabilitate stabilește felul căruciorului și modul de acționare, după natura, greutatea și forma materialului de transportat, și în funcție de drumurile de care dispune uzina. Capacitatea de lucru a electrocarurilor normale este de 0,72 — 2 t.

Piese mici sunt transportate pe distanțe scurte de muncitori, în cutii. Un muncitor poate descărca 5 t/h.

Vehiculele cu acționare manuală sunt cărucioare simple, fără pereți laterali, compuse dintr'un cadru montat pe trei sau pe patru roți. Când este nevoie, se atașează și pereții laterali. Se folosesc adeseori roabe

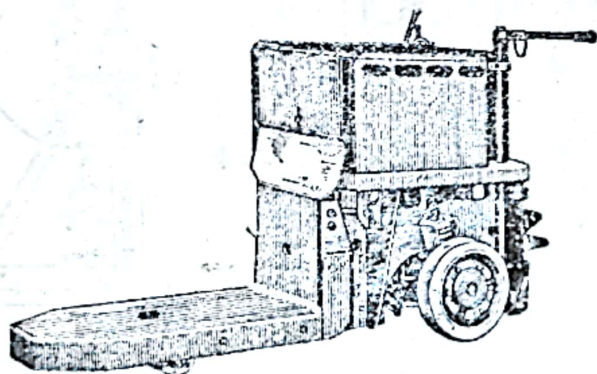


Fig. 3. Autocar-electric.

deschise. Se impun din ce în ce mai mult cărucioarele cu platforme mobile, acționate de operator, care ridică, odată cu platforma, și încărcătura.

În industria chimică se folosesc adeseori vagonete-recipiente sau vagonete-lăzi.

Autocarele sunt vagonete acționate de electromotoare (fig. 3) alimentate de acumulatori, sau de motoare termice (fig. 4 și 5) care pot avea una sau mai multe remorci încărcate.

În fig. 4 este reprezentat un autocar cu dispozitiv de ridicare, format din console care se mișcă pe o ramă ce poate fi înclinată înainte cu 4 — 5°, pentru nșurarea încărcării, sau înapoi, cu 15°, ceea ce mărește stabilitatea în timpul transportului. Înălțimea

de ridicare variază de la 1,5 la 3 m, iar capacitatea de ridicare, de la 0,9 la 3 t. În concluzie, transportul pe șine se utilizează la încărcături mari și permite legătura directă cu exteriorul. Transportul fără șine este limitat în capacitate de transport, dar vehiculele pot deservi orice punct al fabricii, circulând pe căi înguste și putându-se întoarce pe suprafețe mici. Au viteză mare de transport, când drumul este liber și au o rezistență mică de rulare. Transportul fără șine prezintă o mai mare varietate de aparate și nu împiedică circulația vehiculelor de alt gen.

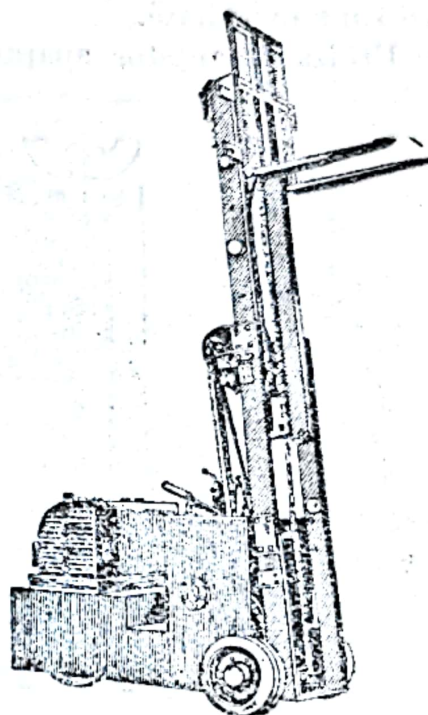


Fig. 4. Autocar cu motor termic și cu dispozitiv de ridicare.

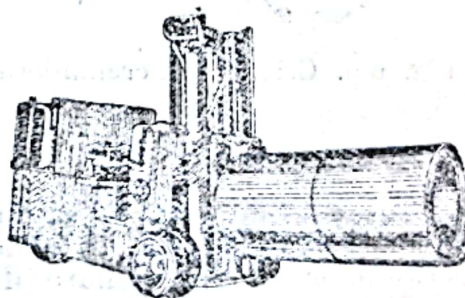


Fig. 5. Autocar cu motor termic și cu dispozitiv de prindere.

MAȘINI DE RIDICAT ȘI DE TRANSPORT LA ÎNĂLȚIME

Pentru deservirea aparatelor și pentru ridicarea pieselor grele în interiorul sau în curtea fabricii se folosesc aparate de ridicat și de transport la înălțime. Acest fel de aparate se utilizează, deasemenea, în depozitele de materii prime sau de produse finite, pentru încărcarea și descărcarea vagoanelor care vin sau care sunt expediate.

Utilizarea acestor aparate este justificată când nu mai există posibili-

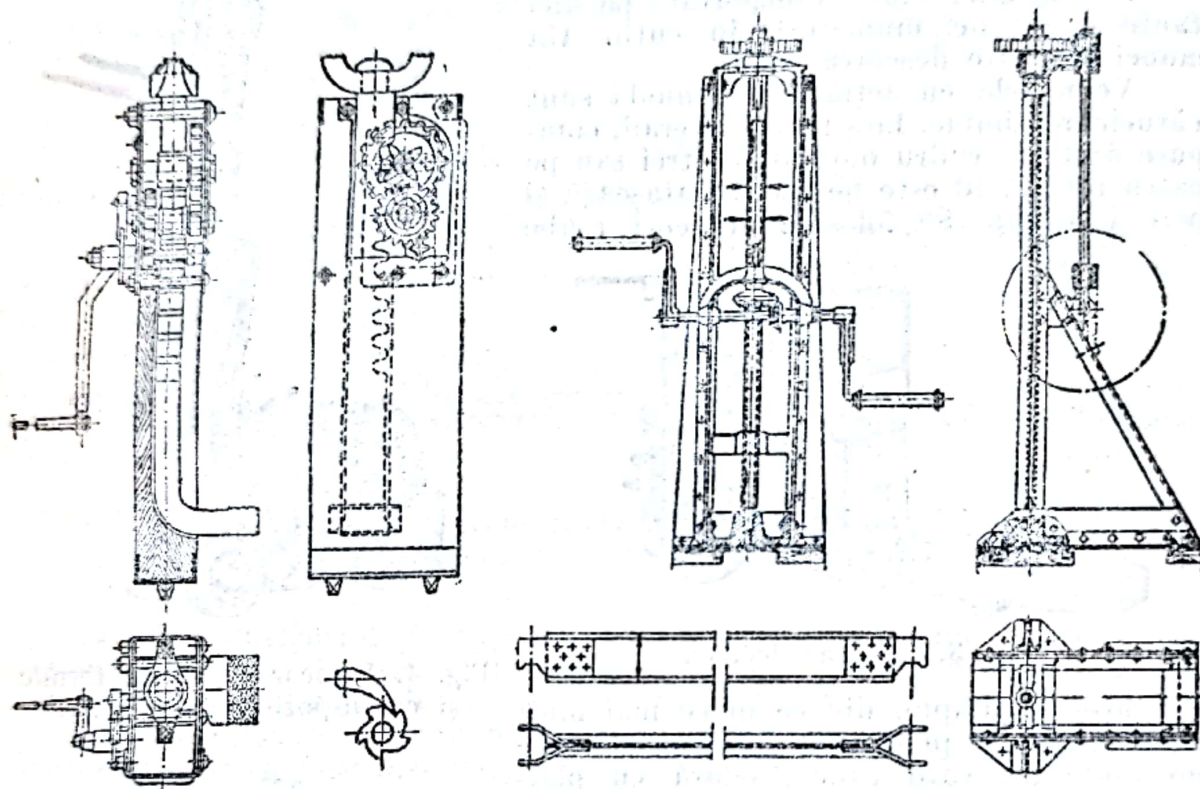


Fig. 6 a. Cricuri cu cremalieră.

Fig. 6 b. Cricuri cu șurub.

tatea de transport pe sol și numai în cazul când trebuie să se ridice greutăți mai mari decât 50 kg. În general, aceste aparate fac parte din grupa transportoarelor cu funcționare discontinuă și se clasifică astfel:

1. Mașini de transport orizontal sau ușor înclinat.
2. Mașini de transport vertical.
3. Mașini de transport orizontal și vertical.

Din categoria mașinilor de transport în plan orizontal sau ușor înclinat fac parte căile suspendate, de mână sau electrice.

Pe o șină orizontală sau puțin înclinată se transportă materiale cu vagoane care poartă o sarcină utilă de 200 – 600 kg. Raza de curbura poate fi de 2 – 3 m, iar ramificațiile se fac cu ace fixe sau cu încrucișări. Căile suspendate electrice se fac cu sau fără însoțitor și transportă, în cărucioare cu volum până la 4 m³, o sarcină de 3 – 7 t, cu o viteză de ridicare de 60 m/min și cu o viteză de transport orizontal de 150 – 300 m/min.

În categoria mașinilor de transport vertical se deosebesc mașini de transport cu cursă scurtă, care ridică sarcini de 2 — 25 t, pe o distanță de 300 — 400 mm, folosind cricuri cu cremalieră (fig. 6 a), cu șurub (fig. 6 b) sau cu comandă hidraulică.

Sarcini mici se pot ridica pe verticală între 3 și 10 m, utilizând palane simple sau multiple, acționate cu cabluri de sârmă sau cu lanțuri calibrate. În fig. 7 este reprezentată o serie de palane cu reductor, acționate manual, cu lanțuri.

Sarcinile până la 5 t se pot ridica cu un cablu de sârmă, acționat de un palan electric cu două fire și cu scripete mobil, sau cu patru fire și cu rolă de echilibrare, dacă este necesar ca transportul sarcinii să se facă exact pe verticală.

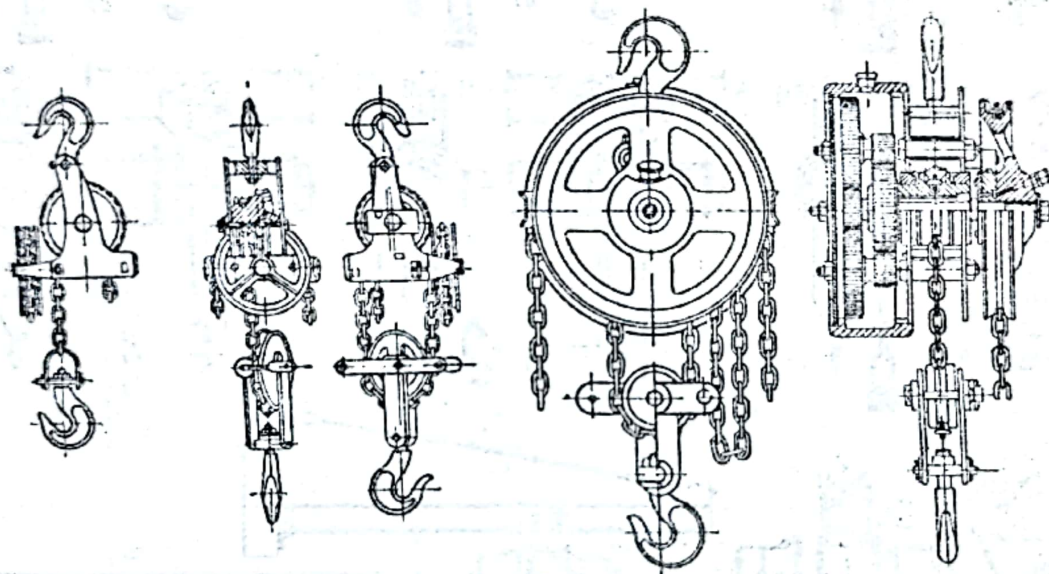


Fig. 7. Palane acționate manual.

În fig. 8 sunt reprezentate diferite tipuri de palane electrice, fixe sau mobile, prinse de grinzi sau de macarale.

Sarcinile mari se transportă, pe distanțe mici, cu ajutorul trolilor fixe de mână (fig. 9) sau cu motor. Sarcina de ridicare a unui trolu poate fi mărită prin utilizarea unui palan.

În fig. 9 este reprezentat un trolu fix de mână, cu transmisie variabilă. Arborele 1, care poartă manivela, are posibilitatea să se deplaseze în lungul axei sale, acționând una din cele două roți dințate de pe axul 2, care la rândul său, angrenează, prin roata dințată 4, roata dințată a tamburului 3. Manivela se face, de obicei, cu brațul $h = 30 - 40$ cm. Pe axul manivelei este un dispozitiv de siguranță care împiedică rotirea în sens invers. În detaliul A este reprezentat acest dispozitiv.

Trolile fixe se utilizează în montaje speciale pentru manevrele de cabestan care asigură manevrarea, pe distanțe scurte, a vagoanelor de cale ferată încărcate sau goale pentru a fi aduse la rampa de descărcare sau la cântar. Se poate asigura mișcarea în ambele sensuri cu un trolu fix acționând direct sau indirect prin intermediul unui scripete ancorat în pozițiile impuse de manevrarea vagoanelor.

Se montează trolii fixe sau mobile în secțiile de fabricație și în atelierele de întreținere pentru a asigura manevrarea utilajului ce se demontează și

remontează — în vederea reviziilor periodice — când greutatea lui mică nu justifică montarea unui pod rulant.

În clădirile cu mai multe etaje, pentru transportul oamenilor și al materialelor se folosesc ascensoare. Un ascensor este compus dintr-o cabină care se

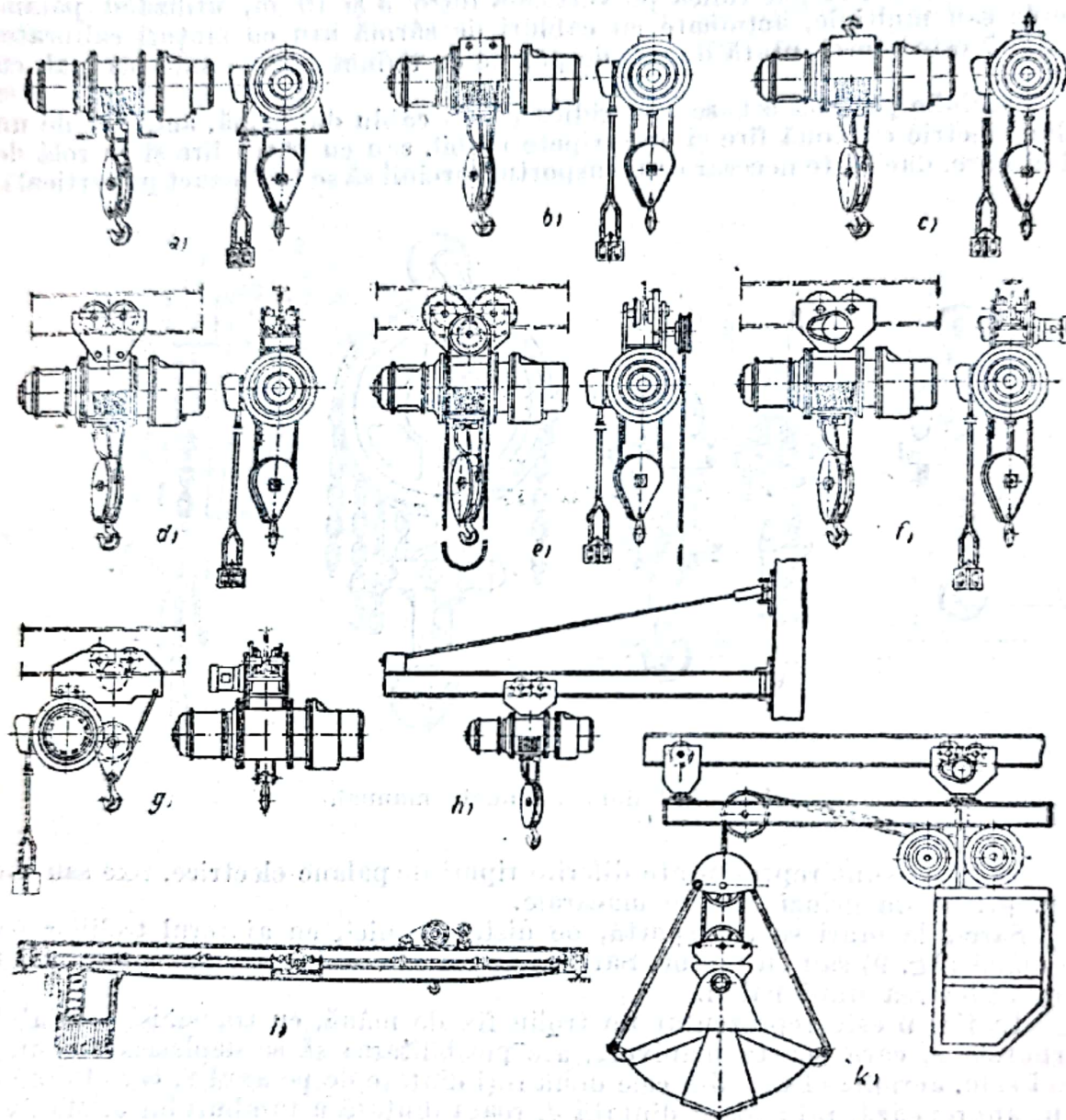


Fig. 8. Palane electrice :

a — atârnat; b — atârnat; c — suspendat; d — pe role; e — tras cu scripete;
f — cu electromotor; g — cu electromotor; h — cu macara turnantă; i — cu pod;
k — cu cupă de încărcare.

deplasează în lungul unor ghidaje verticale, într'un spațiu rezervat, de obicei, între scări. Cabina este suspendată de unul sau de mai multe cabluri de oțel, care se înfășoară pe un troliu acționat de un motor electric. Ascensoarele sunt prevăzute cu contragreutăți, pentru a micșora puterea necesară motorului. În fig. 10 sunt reprezentate diferite sisteme de ascensoare.

Dacă se notează cu :

- v — viteza ascensorului, în m/s ;
- G — greutatea cabinei, în kg ;
- G_0 — greutatea contragreutății, în kg ;
- Q — greutatea sarcinii utile, în kg,

din condiția egalității puterii la ridicarea cabinei cu întreaga sarcină și la coborârea ei fără sarcină se determină valoarea contragreutății din relația :

$$v(Q + G - G_0) = (G_0 - G)v,$$

de unde :

$$G_0 = G + \frac{Q}{2}. \quad (1)$$

Cabina este prevăzută cu dispozitive automate pentru oprire în cazul ruperii cablului.

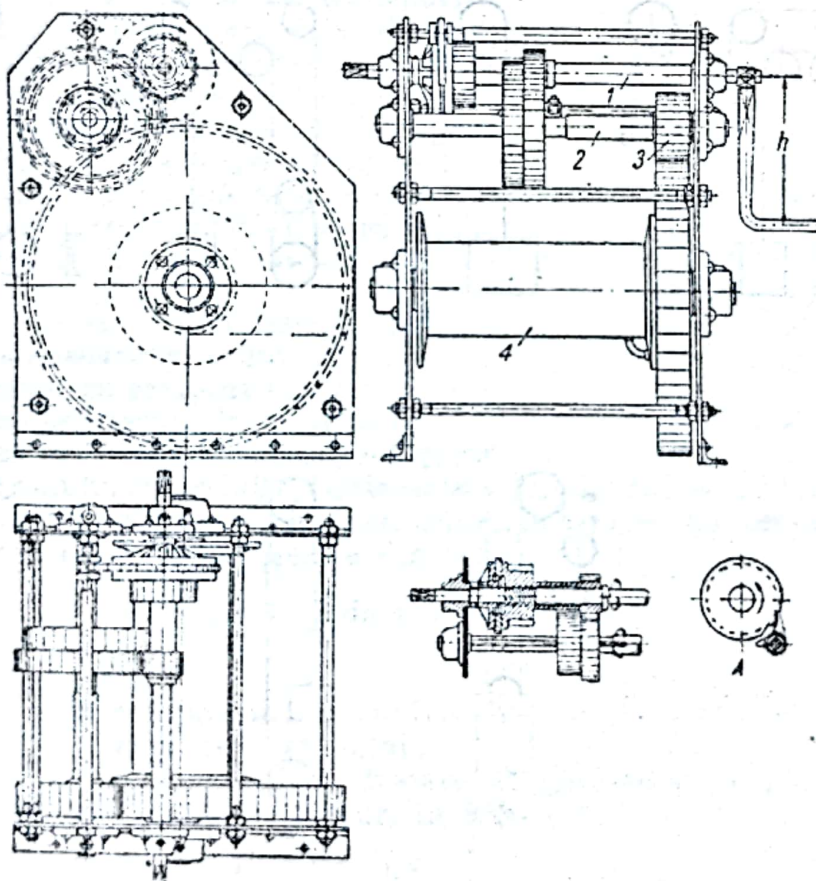


Fig. 9. Trolu fix de mână.

Puterea motorului unui ascensor trebuie să fie suficientă pentru a ridica sarcina și a învinge rezistențele care iau naștere. Notând cu η randamentul global, puterea motorului, în kW, va fi :

$$P = \frac{(Q + G - G_0)v}{102 \eta}. \quad (2)$$

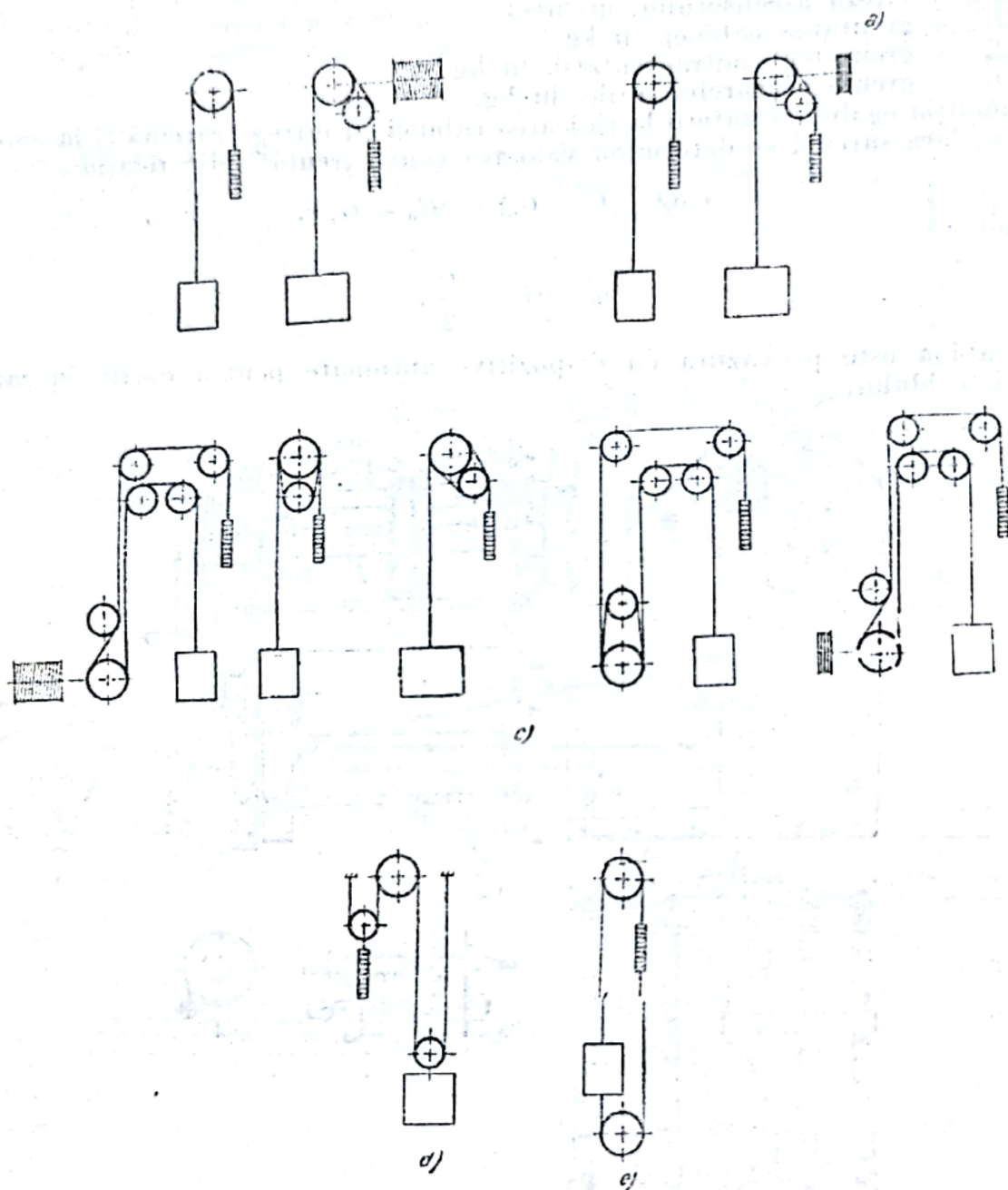


Fig. 10. Diferite sisteme de ascensoare :

a - cu troliu în formă de tambur; b - cu scripeți care duc cablul;

c - cu acționare fără reductor și cu contrascripeți; d - cu cabina

suspendată de scripeți; e - cu cabluri de echilibrare.

Înlocuind valoarea lui G_0 , din ecuația (1), rezultă

$$P = \frac{Qv}{204 \eta} \quad (3)$$

La ascensoarele fără contragreutate,

$$P = \frac{(Q + G)v}{102 \eta} \quad (4)$$

Pentru ascensoare, η variază între 0,7 și 0,8.

Coefficientul de siguranță pentru calculul cablului se ia 5, pentru ascensoarele de mărfuri, și 6, pentru cele de persoane.

Ascensoarele electrice sunt standardizate prin STAS 2453-51; 2454-51 și 2456-51. Viteza ascensoarelor cu acționare electrică este de 0,3 m/s, la transportul greutăților foarte mari, și de 1,5 m/s, la transportul de greutate mici sau la ascensoare de persoane. Cu aprobări speciale se pot construi și ascensoare mai rapide, pentru curse frecvente. Mărirea vitezei duce la sporirea puterii motoarelor, deci mărește prețul de cost al instalației. Viteza maximă este limitată și de distanța dintre etaje, întrucât accelerațiile nu pot depăși 0,3 m/s², la pornire, și 1 m/s², la oprire.

Pentru ridicarea materialelor vărsate se folosesc ascensoare cu schip (fig. 11).

Un ascensor cu schipuri este format din ghidaje oblice sau verticale a , care conduc schipul b , tras de cablul de oțel c , înfășurat pe tamburul trolului reversibil d . Încărcarea schipului se face manual sau mecanic. Descărcarea se face automat, prin răsturnare, la sprijinirea rolei e de reazimul f .

Solicitarea cablului se găsește din relația :

$$T = Q \sin \alpha + \mu Q \cos \alpha, \quad (5)$$

unde :

$Q \sin \alpha$ este componenta greutății învinse de forța de tracțiune, la ridicarea schipului;

μ — coeficientul de frecare al glisierelor pe ghidaje.

Puterea consumată de motor, în kW, este :

$$P = \frac{Fv}{102 \eta} = \frac{Qv}{102 \eta} (\sin \alpha + \mu \cos \alpha), \quad (6)$$

unde :

η este randamentul mecanismului de acționare, egal cu 0,7 — 0,8;

v — viteza, în m/s.

Uneori ascensoarele cu schipuri sunt prevăzute cu contragreutăți.

Pentru transportul orizontal și vertical se folosesc macarale. Sarcina este prinsă într'un lanț sau într'un cârlig simplu sau dublu, cu ajutorul unor frânhii de cânepă sau al unor cabluri de oțel.

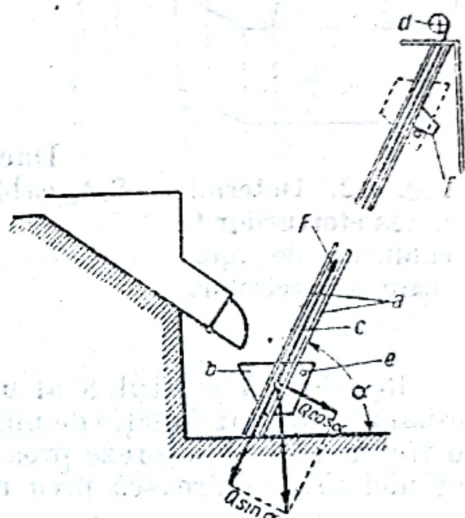


Fig. 11. Ascensor cu schip.

Forța S de întindere în cablu este :

$$S = \frac{\pi d^2}{4} \varphi R_a,$$

unde :

$\varphi \approx \frac{2}{3}$ este raportul dintre suprafața reală și cea aparentă a secțiunii transversale a frânghiei ;

d — diametrul frânghiei ;

R_a — rezistența admisibilă, în kgf/cm^2 .

Pentru frânghii de cânepă, care ridică baloturi cu colțuri, $R_a = 60 \text{ kgf/cm}^2$; în acest caz :

$$d = \sqrt{\frac{4 S}{\pi \varphi R_a}} = 0,178 \sqrt{S}. \quad (7)$$

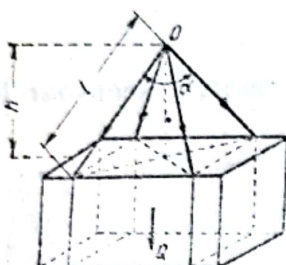


Fig. 12. Determinarea eforturilor în cablurile de apucare a sarcinilor.

Dacă legarea se face numai în două părți, solicitarea S a cablului se calculează cu formula :

$$S = \frac{Q}{2 \cos \frac{\alpha}{2}} ; S' = Q \tan \frac{\alpha}{2}. \quad (8 a)$$

Rezultă că efortul S al unui cablu, ca și presiunea S' a cablului asupra ambalajului, sunt funcție de unghiul pe α care-l face cablul la cârlig ; acest unghi nu trebuie să se micșoreze prea mult, din cauza lipsei de siguranță la transport, dar nici să se mărească prea mult, fiindcă eforturile cresc.

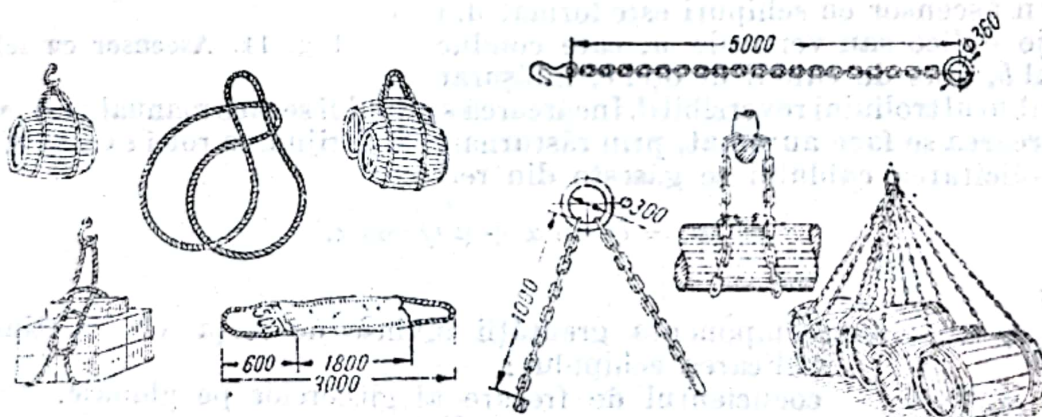


Fig. 13. Dispozitive de prindere a butoaielor și a baloturilor.

Pentru prinderea în patru părți a ambalajului (fig. 12), efortul în cablu se calculează cu relația :

$$S = \frac{Q}{4 \cos \frac{\alpha}{2}} = \frac{Q}{4} \cdot \frac{1}{h}. \quad (8 b)$$

În fig. 13 sunt arătate câteva moduri de prindere pentru : butoaie, cu laț sau cu cârlige ; baloturi, cu laț ; tot aici se vede și o plasă pentru încărcat obiecte

mici. Încărcarea în plasă este simplă, însă prezintă uneori desavantajul că obiectele care se găsesc în ea se pot strivi.

În fig. 14 și 15 sunt reprezentate dispozitive, pentru prinderea plăcilor și a barelor, prevăzute cu cârlige care se pot apropia între ele.

Materialele cu proprietăți magnetice pot fi prinse cu ajutorul electro-magneților (fig. 16); în acest caz, încărcarea și descărcarea se pot face complet automat.

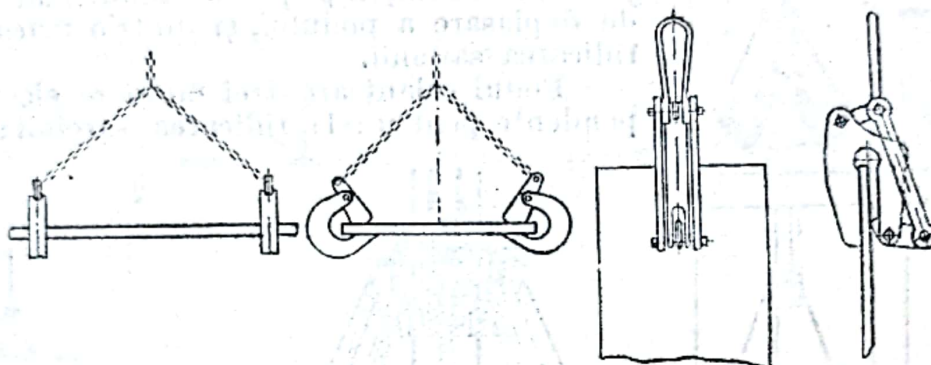


Fig. 14. Dispozitive de prindere a plăcilor.

Materialele mărunte pot fi apucate cu greifere. În fig. 17 este arătat modul de funcționare a două tipuri de greifere.

Greutatea 2 care deschide cupele este prevăzută cu un bolt care poate fi apucat de cârligul 6, când brațul 8 se lovește de reazimul 7, al cârligului 6. În mo-

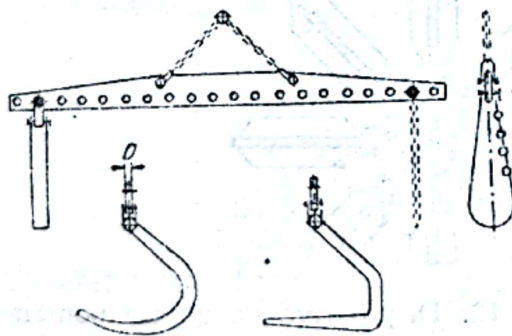


Fig. 15. Dispozitive de prindere a barelor.



Fig. 16. Electro-magnet de ridicare a materialelor magnetice.

mentul acesta cupele se deschid prin apăsarea greutății 2 și încărcătura este descărcată. Cupele

rămân deschise până ce greiferul ajunge pe grămadă de material de ridicat. Materialul poate fi luat din depozite și cu aparate prevăzute cu ghiare automate, acționate de un cablu de ridicare și de un alt cablu, de închidere (fig. 18).

Podurile rulante se întâlnesc mai rar ca mașini de transport orizontal și vertical în industria chimică, deoarece ele necesită condiții speciale, care măresc costul construcției prin consolidarea zidurilor și a fermelor. Dacă totuși

se impune utilizarea acestui mijloc de transport se vor alege deschiderile și construcția lor astfel, încât podurile rulante să deservească întreaga suprafață a atelierului. Când aparatele chimice sunt acționate cu arbori de transmisie, curelele împiedică circulația macaralelor.

Podul rulant (fig. 19) se compune din podul propriu zis, sprijinit la cele două capete pe roți, și care circulă dealungul halei în care este instalat, dintr'un cărucior, numit pisică, ce se mișcă pe pod perpendicular pe direcția de deplasare a podului, și dintr'o macara pentru ridicarea sarcinii.

Podul rulant are trei motoare electrice independente pentru : 1) ridicarea sarcinii ; 2) depla-

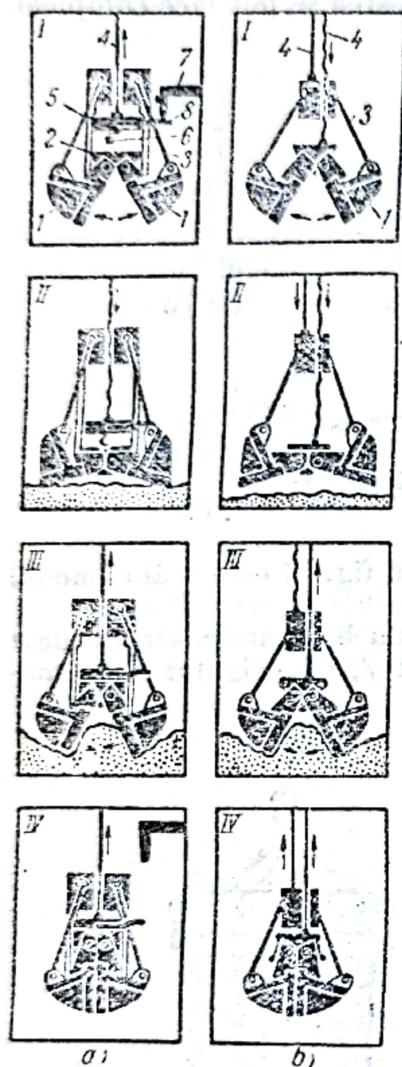


Fig. 17. Dispozitive pentru ridicarea materialului mărunț :

a - cu un singur cablu ; b - cu două cabluri ; 1 - cupe ; 2 - greutate care deschide cupele ; 3 - brațe pentru deschiderea cupelor ; 4 - cablu ; 5 - greutate cu cârlig, fixată de cablu ; 6 - cârlig ; 7 - reazim în partea superioară a curselor ; 8 - braț.

pentru ca piesa de ridicat să rămână în permanență cu o axă orizontală.

Pentru poduri rulante v. STAS 800-49 și 1100-50.

La depozitele în aer liber se folosesc macarale portic (fig. 20) care sunt poduri rulante cu picioare.

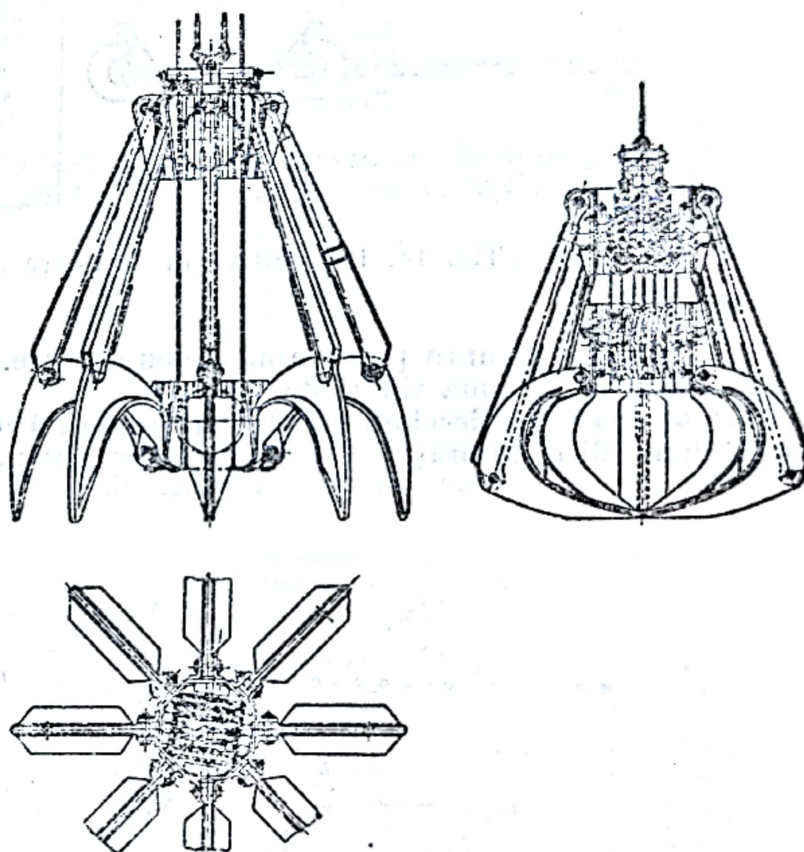


Fig. 18. Dispozitive cu ghiare pentru luarea materialelor.

sarea pisicii și 3) deplasarea podului rulant. Vitezele de transport depind de greutatea de ridicat și sunt de 4 - 15 m/min, la ridicare, 20 - 40 m/min pentru pisică, 50 - 120 m/min pentru macaraua propriu zisă. Se întâlnesc poduri rulante echipate cu două cărucioare și cu dispozitive de sincronizare a vitezelor de ridicare a celor două pisici,

La deschideri mari și înălțimi de ridicare foarte mari se pot transporta sarcini până la 6 t cu ajutorul macaralelor cu cablu, numite și macarale funicular (fig. 21). Cablul poate să fie dispus înclinat până la 45° , astfel încât el poate învinge diferențe mari de nivel. Se lucrează, în general, cu o viteză de

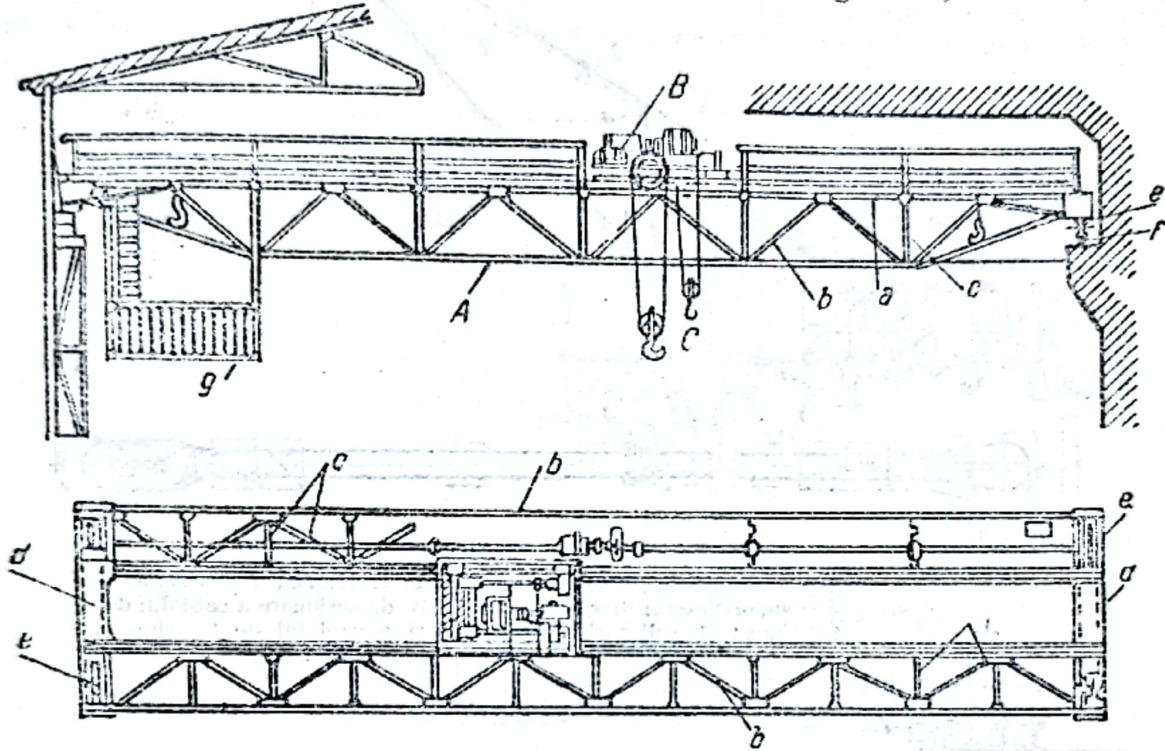


Fig. 19. Pod rulant:

a — grinzi principale; b, c — grinzi auxiliare; d — grindă de capăt; e — roți; f — cale de rulare; g — cabină; A — podul propriu zis; B — cărucior (pisică); C — macara.

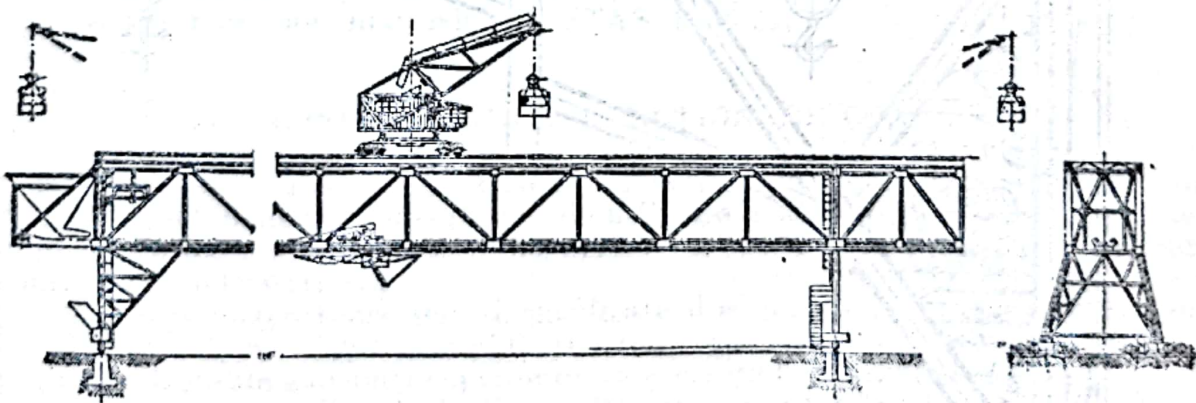


Fig. 20. Macara portic cu două pisici.

lucru la ridicare de 30 — 60 m/min, și la mers, de 75 — 225 m/min. Macaralele cu cablu fix prezintă desavantajul de a deservi numai o fâșie îngustă de teren. Mărirea suprafeței deservite se obține prin folosirea, la macaralele funiculare, a suportilor basculanți laterali.

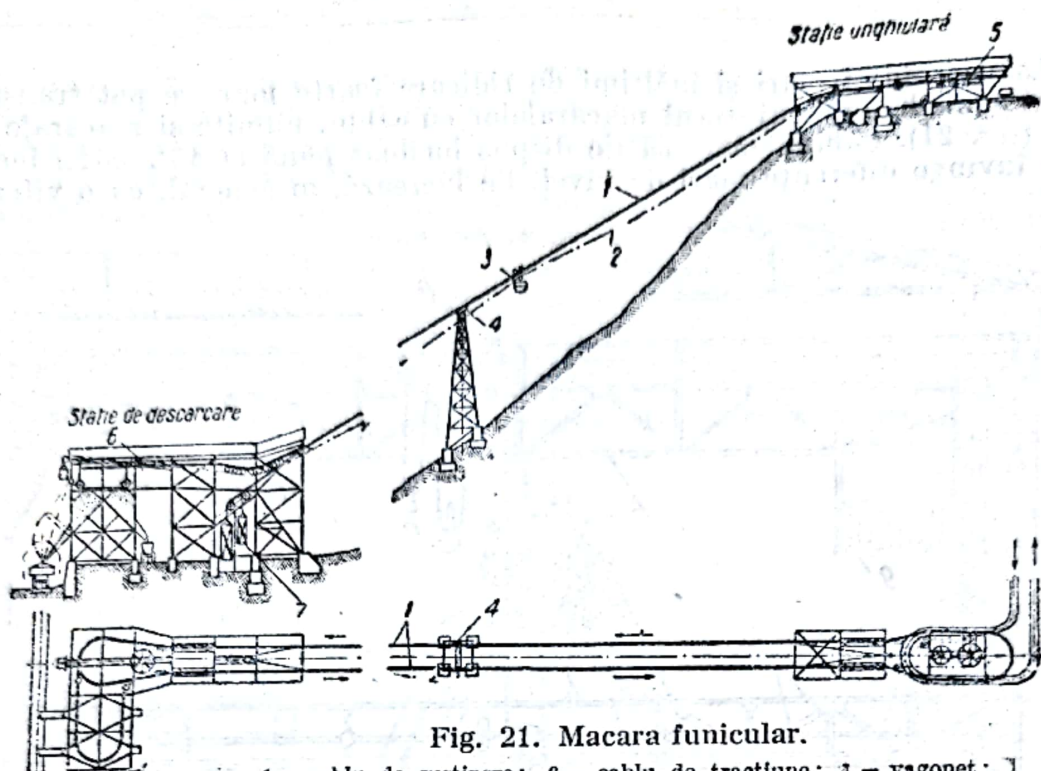


Fig. 21. Macara funicular.

- 1 - cablu de susținere; 2 - cablu de tracțiune; 3 - vagonet; 4 - suport intermediar; 5 - dispozitiv de acționare a cablului de tracțiune; 6 - dispozitiv de întindere a cablului de tracțiune; 7 - dispozitiv de întindere a cablului de susținere.

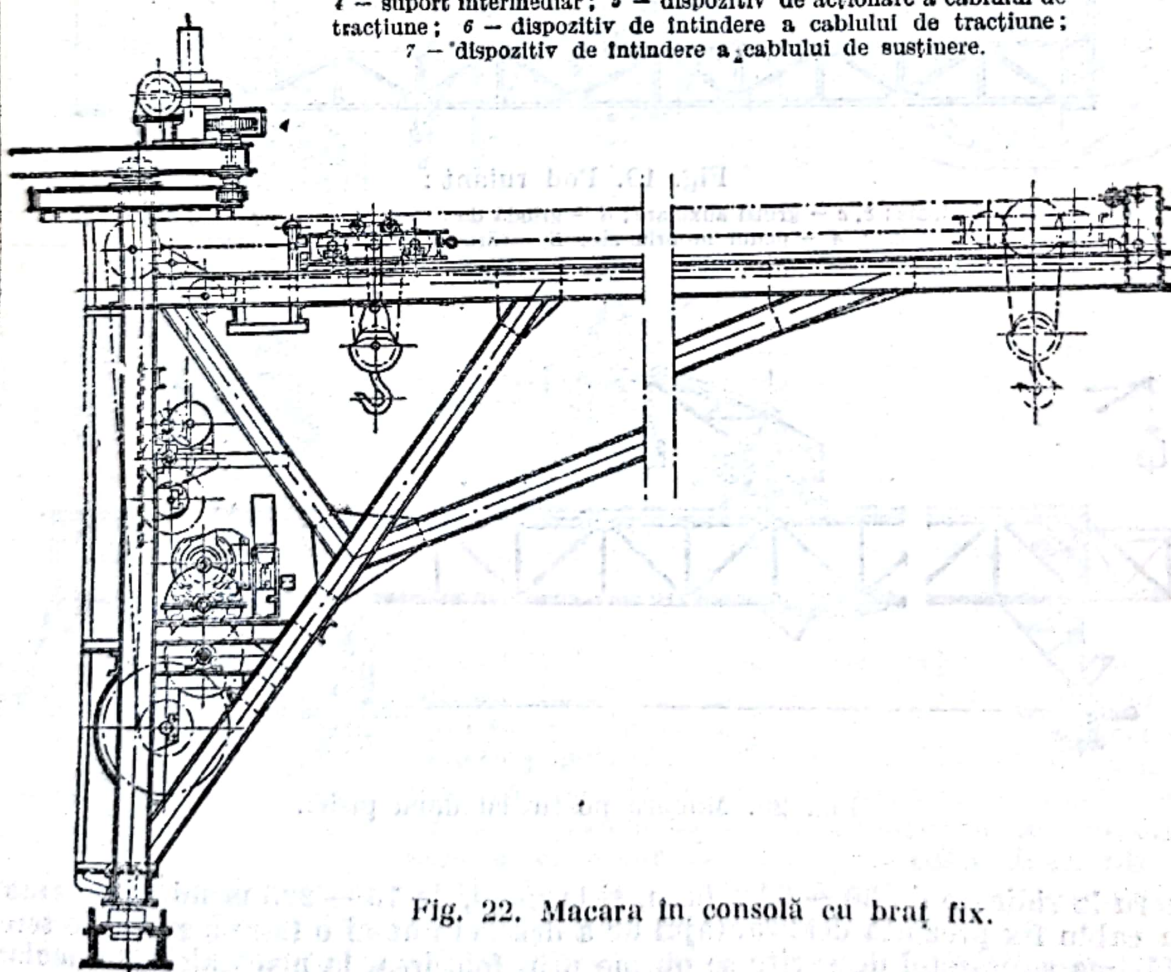


Fig. 22. Macara în consolă cu braț fix.

Mai frecvente sunt macaralele în consolă, construite cu braț fix (fig. 22) pentru forțe portante de 2,5–10 t și pentru raze de acțiune de 4–10 m. Există macarale turnante în consolă cu plin interval de rotație (manevră pe 360°).

În depozitele deservite de căi ferate se utilizează macarale pe vagon cu placă turnantă (fig. 23). Acestea sunt de diferite tipuri: macara cu retragerea brațului și cu scripete oscilant, macara cu retragerea brațului și cu bielă în

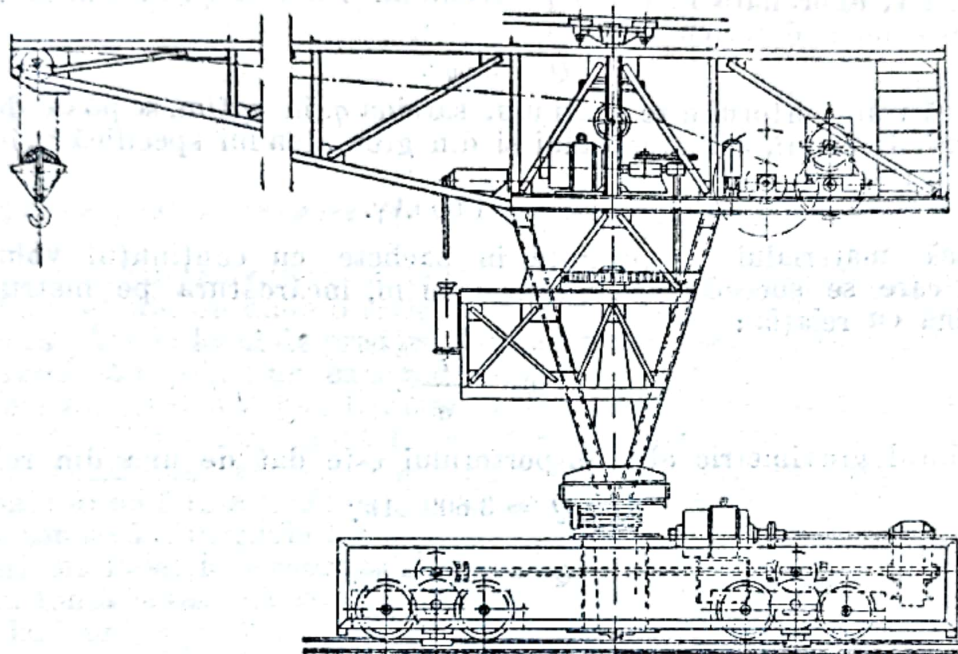


Fig. 23. Macara pe vagon cu placă turnantă.

lemniscată, macara cu retragerea brațului și cu ghidaj curb, macara cu retragerea brațului și cu bielă elipsoidală.

Pentru detalii asupra mașinilor de transport și de ridicat v. Manualul Inginerului Mecanic, p. 143–249.

Pentru macarale manuale, v. STAS 1966-51.

TRANSPORTOARE CU FUNCȚIONARE CONTINUĂ

Procesele chimice urmează să fie transformate, când este posibil, în procese continue, pentru a mări gradul de utilizare a aparatelor și productivitatea muncii. De aceea, utilizarea transportoarelor cu funcționare și cu debitare continuă trebuie extinsă.

Aceste transportoare pot fi clasificate din mai multe puncte de vedere.

După mișcarea materialului se deosebesc transportoare care execută mișcări orizontale sau puțin înclinate, mișcări mult înclinate, mișcări pe verticală sau mișcări cu diferite înclinări. Mișcarea este realizată prin transmiterea la încărcătură a forței de transport cu ajutorul unuia dintre următoarele mijloace: elemente de tracțiune mobile, dispozitive de împingere, transmisie fixă, forță de frecare, forță de tracțiune sau de împingere, forțe de inerție. Elementul de transmisie poate să aibă față de încărcătură: mișcare simultană, mișcare de rotație și mișcare de „du-te, vino”.

Transportoarele se deosebesc și după natura materialelor, care pot să fie sub formă de praf, grăunți, bucăți sau pachete ambalate.

În general se deosebesc transportoare cu elemente de tracțiune și transportoare fără elemente de tracțiune.

La toate aparatele de transport continue se calculează debitul și puterea.

Calculul debitului. Caracteristica principală a unui transportor continuu este capacitatea lui de transport pe oră, sau debitul. La transportoarele continue, o sarcină q , exprimată în kgf pe metru liniar de transportor, se deplasează cu viteza v , exprimată în metri pe secundă. Debitul Q , în t/h, se calculează din aceste două date, cu relația :

$$Q = 3,6qv. \quad (9)$$

Dacă transportorul este continuu, sarcina q , în kgf/m, se poate deduce din secțiunea A , în m^2 , a materialului și din greutatea lui specifică γ , în kgf/dm³, cu relația :

$$q = 1\,000A\gamma. \quad (10)$$

Dacă materialul se prezintă în pachete cu conținutul volumetric i , în dm³, care se succed la distanța a , în m, încărcătura pe metru liniar se determină cu relația :

$$q = \frac{i}{a}\gamma. \quad (11)$$

Debitul gravimetric al transportorului este dat de una din relațiile :

$$\begin{aligned} Q &= 3\,600 Av\gamma \\ Q &= 3,6 \frac{i}{a} v\gamma, \end{aligned} \quad (12)$$

iar debitul volumetric :

$$V = 3\,600 Av \quad (13)$$

$$V = 3,6 \frac{i}{a} v, \quad (13a)$$

unde v este viteza transportorului, în m/s.

Calculul puterilor. Aparatele de transport deplasând o sarcină pe un anumit traseu orizontal sau vertical, efectuează un lucru mecanic din care se poate deduce puterea necesară.

Pentru deplasarea pe verticală, puterea necesară în CP, respectiv kW, este :

$$P_v = \frac{1\,000 Qh}{3\,600 \cdot 75} = \frac{Qh}{270} \quad (14)$$

$$P_v = \frac{1\,000 Qh}{3\,600 \cdot 102} = \frac{Qh}{367} \quad (15)$$

h fiind deplasarea pe verticală.

Pentru deplasarea pe orizontală, ținând seama de rezistența W opusă pe 1 m lungime, puterea necesară, în CP, respectiv kW, este :

$$P_h = \frac{q l W v}{75} = \frac{Q l W}{3,6 \cdot 75} = \frac{Q l W}{270} \quad (16)$$

$$P_h = \frac{Q l W}{367} \quad (17)$$

l fiind deplasarea pe orizontală.

Intrucât un aparat de transport duce materialul, deobicei, atât pe orizontală, cât și pe verticală, puterea totală necesară unui astfel de transportor, în CP sau în kW, se obține prin adunarea celor două valori determinate mai sus :

$$P = P_0 + P_h = \frac{Qh}{270} + \frac{QlW}{270} = \frac{Q}{270} (h + lW) \quad (18)$$

$$P = \frac{Q}{367} (h + lW) \quad (19)$$

1. Aparate pentru transport continuu, orizontal sau puțin înclinat

a) **Transportoare cu palete.** Materialul se toarnă, printr'o gură de alimentare, într'un jghiab, de unde o serie de palete, montate pe un lanț articulat, îl antrenează până la locul de predare a materialului, unde acesta cade printr'o vană de fund sau printr'un capac deschis.

Paletetele sau racletele pot fi montate deasupra, la mijloc sau sub lanțul transportorului. Când sunt montate deasupra lanțului, ele au o formă dreptunghiulară. Când sunt acționate la mijloc sau jos, paletetele sunt rotunjite sau decupate după forma jghiabului. Paletetele pot prezenta o suprafață dreaptă sau puțin concavă. Marginile lor se întăresc constructiv, pentru a prinde mai bine materialul. Paletetele se construiesc din tablă de oțel de 3—6 mm, iar jghiabul se face din fontă maleabilă sau din tablă de oțel de 3—6 mm. Intre palete și jghiab se lasă un joc de 3—5 mm. Viteza de lucru a lanțului este de 0,2—1 m/s. La materialele în bucăți mari se vor folosi viteze mici, pentru a evita șocurile care pot să fărâmeze materialul.

Acest mijloc de transport este economic pentru debite de 8—15 t/h și pentru distanțe de 15—30 m. Distanța dintre palete se ia de 0,4—0,6 m. Cantitatea dusă de o paletă este funcție de înălțimea paletetei, de lățimea ei și de viteza de deplasare; ea depinde, deasemenea, și de unghiul taluzului natural al materialului. Volumul deplasat de o paletă (fig. 24) se calculează cu relația :

$$i = \frac{l_1 + l_2}{2} h b. \quad (20)$$

Transportorul cu palete prezintă următoarele avantaje : are o construcție economică, se încarcă și se descarcă ușor și permite schimbarea ușoară a direcției. Prezintă însă următoarele desavantaje : consum mare de energie, uzură mare, degradarea materialului prin frecare și strivire între palete și jghiab, funcționare sgomotoasă. Fig. 25 reprezintă scheme ale transportorului cu palete iar fig. 26 și 27 diferite tipuri de cupe ale transportoarelor cu palete.

În fig. 28 este reprezentată construcția benzii unui transportor din plăci de lemn fără margini, pentru transportul materialelor în bucăți mari.

În fig. 29 este reprezentată construcția benzii unui transportor din plăci de oțel presat, cu marginile mobile, pentru transportul orizontal sau ușor înclinat, al materialului afânat.

Cele mai utilizate transportoare de acest fel sunt : transportoarele cu lanț simplu sau dublu. Sprijinirea se poate face pe plăci de fricțiune sau pe role cu șine de ghidare (fig. 28 și 29). Mijlocul de tracțiune normal este lanțul cu zale mici, de fier rotund (fig. 30), sau lanțul articulat.

În figura 31 este arătat un transportor cu palete de mare înclinare.

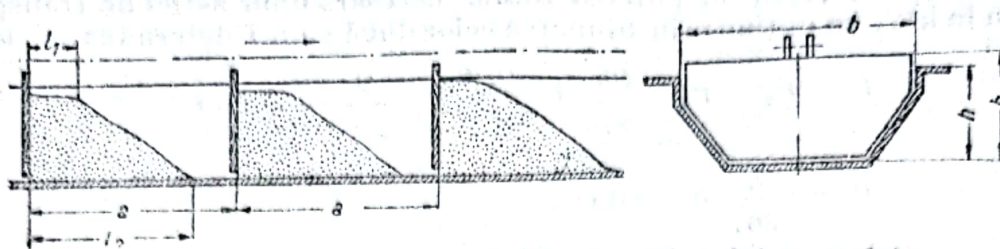


Fig. 24. Elemente de calcul al transportorului cu palete.

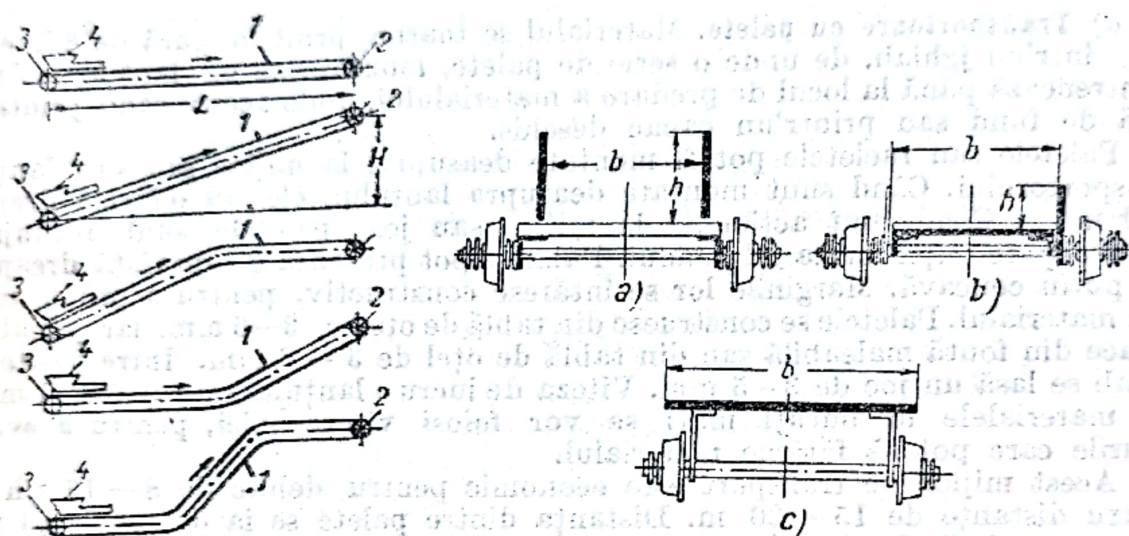


Fig. 25. Scheme ale transportoarelor cu palete:

1 - traseu; 2 - acționare; 3 - cap de întindere; 4 - pâlnie de alimentare.

Fig. 26. Tipuri de cupe ale transportoarelor cu palete:

a - cu margini fixe; b - cu margini mobile; c - fără margini.

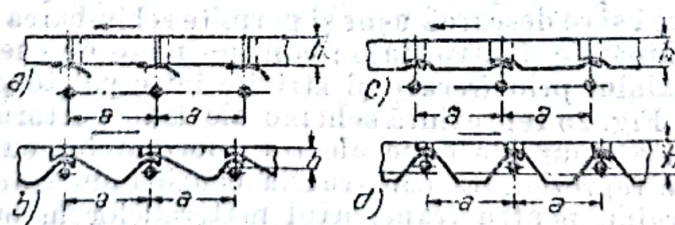


Fig. 27. Tipuri de cupe ale transportoarelor cu palete:

a - cupă plană cu plăci nituite; b - cupă plană cu plăci presate; c - cupă ondulată; d - cupă în formă de cutie.

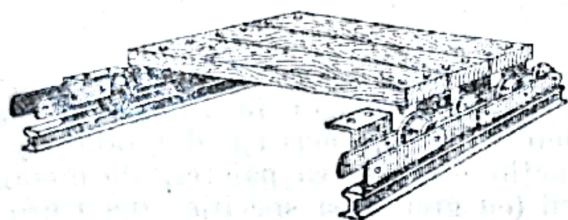


Fig. 28. Bandă de transportor din plăci de lemn fără margini.

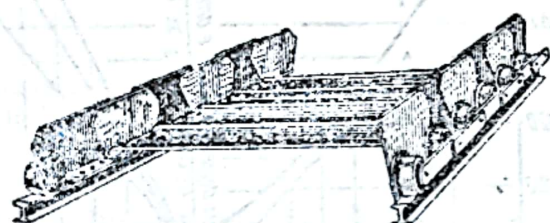
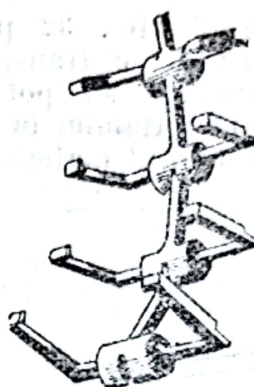


Fig. 29. Bandă de transportor din plăci de oțel presat cu margini mobile.

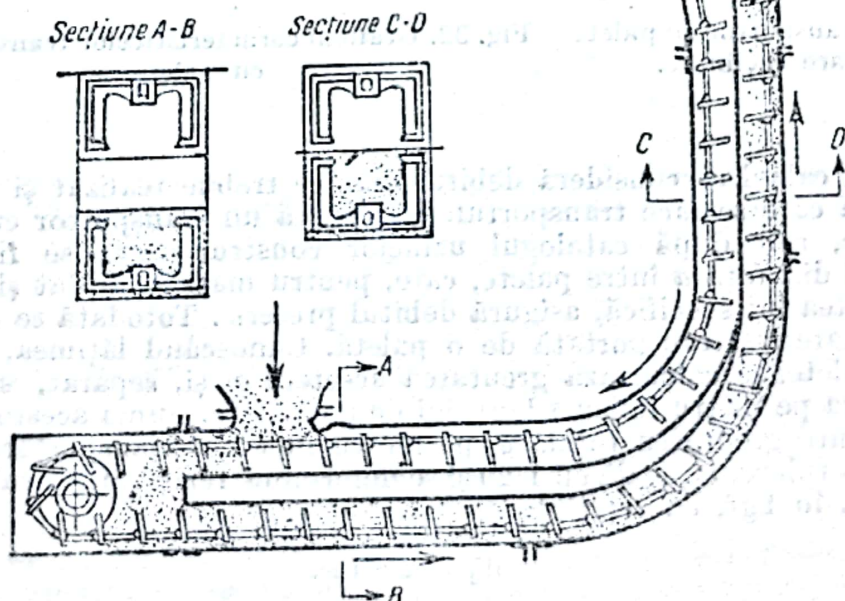


Fig. 30. Transportor din zale :

1 - lanț ; 2 - plăci ; 3 - cap de acționare ; 4 - cap de latitudine.

Dimensionarea unui transportor se face plecând de la formula debitului.

$$Q = 3,6 \frac{i}{a} v \gamma.$$

Graficul din fig. 32 permit să se determine, pentru transportul cu palete, cantitatea c transportată de o paletă în funcție de lățimea b a paletei. Totodată se pot determina pe aceeași diagramă și înălțimea optimă h a materialului în funcție de lățimea paletei, de distanța a între palete și de debitul materialului (cu greutatea specifică $0,8 \text{ t/m}^3$)

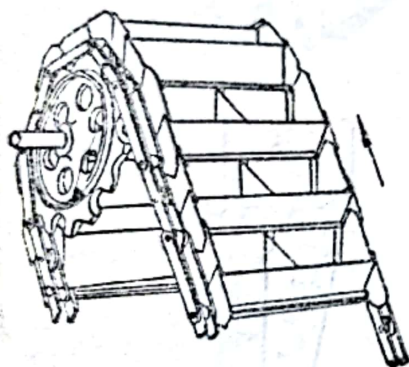


Fig. 31. Transportor cu palete de mare înclinare.

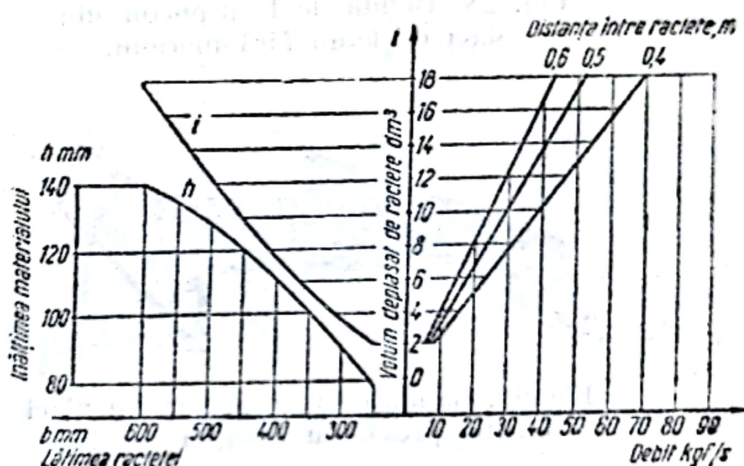


Fig. 32. Graficul caracteristicilor transportorului cu palete.

Pentru calcul se consideră debitul orar ce trebuie realizat și distanța orizontală l , la care se face transportul. Se adoptă un transportor cu dimensiuni normalizate, sau după catalogul uzinelor constructoare; se fixează viteza optimă v și distanța a între palete, care, pentru materialul dat și caracterizat prin greutatea lui specifică, asigură debitul prescris. Totodată se obține cantitatea de material transportată de o paletă. Cunoscând lățimea, înălțimea și grosimea paletei se calculează greutatea acesteia g_t și, separat, se determină g_e , greutatea pe metru liniar a lanțului de antrenare. Suma acestor două greutăți reprezintă greutatea totală g_l pe metru liniar, a transportorului. Se ia o rezistență la rulare, w , egală cu $1/20$ și se determină rezistența la rulare a acestui transportor, în kgf, cu relația:

$$W_1 = 2 g_l l w. \quad (21)$$

Puterea, în CP, este:

$$P_1 = \frac{W_1 \cdot v}{75}. \quad (22)$$

Din aceasta se poate determina puterea motorului necesară învingerii rezistenței de rulare. Puterea necesară antrenării transportorului se ia din tablele uzinelor constructoare. Întinderea lanțului se face, în general, cu o

forță de 150 kg și, deaceia, la tamburul de antrenare trebuie să se exercite o forță calculată cu relația :

$$F_2 = W_1 + \frac{4 \cdot 75}{0,6} + 2 \cdot 150. \quad (23)$$

Tabela 1

Coefficientul de frecare al fusurilor rotelor, μ

Felul ungerii rotelor	Condiții de funcționare		
	Transport în încăpere închisă al materialelor care produc praf	Transport în aer liber al materialelor care produc praf	Transport în încăpere închisă al materialelor care nu produc praf
Ungere consistentă	0,25	0,2	0,15
Ungere lichidă	0,2	0,15	0,1

Admitând între diametrul fusului rotelor și diametrul rotelor un raport $d/D = 1/5 - 1/7$ și un coeficient de frecare μ după tabela 1, se calculează forța periferică necesară învingerii acestor rezistențe, cu relațiile :

$$W_2 = F_2 \mu \frac{d}{D} \quad (24)$$

$$P_2 = W_2 \frac{v}{75} \quad (25)$$

Forța necesară efectuării lucrului de flexiune a lanțului se calculează, cunoscând coeficientul de frecare $\mu = 0,5$ și raportul d/D , cu relația :

$$W_3 = \mu \frac{d}{D} F_2; \quad (26)$$

rezultă puterea necesară învingerii eforturilor de flexiune a lanțului :

$$P_3 = W_3 \frac{v}{75} \quad (27)$$

Insumând toate puterile necesare învingerii rezistenței de rulare, rezistenței de întindere și rezistenței de flexiune a lanțului, rezultă puterea de mers în gol. Dacă la aceasta se adună puterea utilă calculată cu relația :

$$P_4 = \frac{WQl}{270} \quad (28)$$

rezultă puterea totală :

$$P_T = \frac{WQl}{270} + P_1 + P_2 + P_3. \quad (29)$$

Verificarea soluției constructive se face cu determinarea coeficientului de utilizare a lucrului mecanic, care se calculează cu expresia :

$$\eta = \frac{270 P_T}{Q l} \quad (30)$$

Puterea motorului se calculează din expresia puterii totale, admitând un randament de 0,8 pentru transmisiile mecanice.

Exemplu. Să se calculeze dimensiunile și puterea motorului unui transportor cu paletе, pentru un debit de 30 t/h și o lungime de 35 m, care transportă un material cu greutatea specifică 0,8 t/m³. Se admite o viteză de transport de 0,6 m/s ; paletеle se găsesc la o distanță de 0,5 m una de alta.

Cantitatea transportată de o paletă este :

$$i = \frac{30 \cdot 0,5}{3,6 \cdot 0,8 \cdot 0,6} = 8,67 \text{ kg.}$$

Se ia, din tabelele uzinelor, pentru cantitatea care urmează să fie dusă de o paletă, lățimea cea mai indicată, înălțimea paletеi, grosimea tablei, greutatea g_b pe bucată și greutatea lanțului, g_l pe unitate de lungime :

$$b = 450 \text{ mm} ; h = 120 \text{ mm} ; s = 4 \text{ mm} ; g_b = 10 \text{ kg/bucată} ;$$

$$g_l = 8 \text{ kg/m.}$$

$$\text{Greutatea paletelor pentru 1 m lungime de transportor} = \frac{10}{0,5} = 20 \text{ kg.}$$

$$\text{Greutatea lanțului pe 1 m lungime de transportor} = 2 \cdot 8 = 16 \text{ kg.}$$

Rezultă greutatea totală pe metrul liniar :

$$G = 2 \cdot 8 + \frac{10}{0,5} = 36 \text{ kg.}$$

Se ia un coeficient de rezistență $w = 1/20$; rezistența de rulare va fi :

$$W_1 = 2 \cdot 36 \cdot 35 \cdot \frac{1}{20} = 126 \text{ kg.}$$

Puterea este :

$$P_1 = \frac{126 \cdot 0,6}{75} = 1,01 \text{ CP.}$$

Puterea indicată de tabele, necesară antrenării acestui transportor fiind de 4 CP, rezultă o forță de antrenare :

$$F = \frac{4 \cdot 75}{0,6} = 500 \text{ kg.}$$

Forța de întindere fiind de 150 kg, încărcătura totală periferică va fi :

$$500 + 126 + 2 \cdot 150 = 926 \text{ kg.}$$

Acestei rezistențe îi corespunde o putere P_2 , care se calculează cu relațiile :

$$W_2 = 926 \cdot 0,2 \cdot \frac{1}{7} = 27 \text{ kg,}$$

$$P_2 = 27 \cdot \frac{0,6}{75} = 0,22 \text{ CP.}$$

Rezistența la încovoiere a lanțului pentru coeficientul de frecare 0,5 și datele constructive din tabelă: $d = 14$ mm, $D = 60$ mm, este:

$$W_3 = 0,5 \cdot \frac{14}{60} \cdot 926 = 110 \text{ kg}$$

iar puterea va fi:

$$P_3 = 110 \cdot \frac{0,6}{75} = 0,88 \text{ CP.}$$

Puterea utilă este:

$$P_4 = \frac{WQl}{270} = \frac{1}{20} \cdot \frac{30 \cdot 35}{270} = 1,96 \text{ CP}$$

$$P_T = 0,22 + 0,88 + 1,96 = 3,06.$$

Coeficientul de utilizare a energiei mecanice, în cazul acestui transportor, este:

$$\eta = \frac{270 \cdot 3,06}{30 \cdot 35} = 0,79.$$

Motorul electric de antrenare se va lua de 5 CP, pentru a corespunde oricăror eforturi care ar depăși cei 3,06 CP rezultați din calcul.

b) Tuburi de transport.

Pentru transportul materialului mărunț, fin sau noroios, se folosesc tuburile de transport, formate dintr'un tub cilindric de a cărui suprafață interioară sunt fixate palete elicoidale, care formează un jghiab elicoidal. Prin rotirea tubului, materialul aderă la pereți și este ridicat puțin, apoi cade pe paletele elicoidale și se deplasează amestecându-se în același timp. Avantajele acestui transportor: are mers lent, fără trepidatii în construcția purtătoare; necesită putere mică și nu are locuri de ungere care să murdărească materialul sau să se înțepenească; de aici rezultă un cost redus al întreținerii și al supravegherii. În interiorul tubului cilindric se găsește, până la spire, un gol de $0,3D$. Instalația funcționează cu un grad de umplere $\psi = 0,33 - 0,25$. Pentru spirală se aleg pasuri mai scurte decât la șuruburile elicoidale pentru ca materialul să nu rămână în jghiab. La turații mari, forța centrifugă fixează materialul pe tub, începând de la o turație critică, calculată cu relația:

$$n = \frac{42,3}{\sqrt{D}} \quad (31)$$

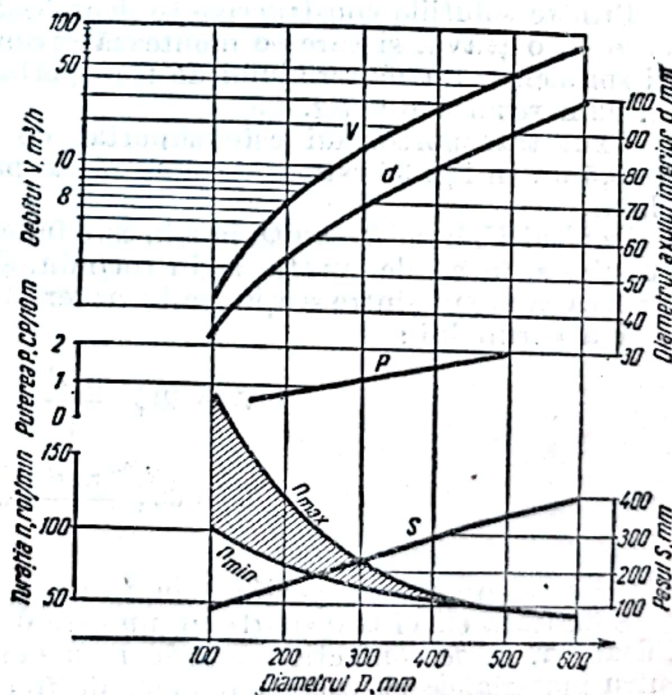


Fig. 33. Diagrama debitelor tuburilor de transport.

Pentru spirală se aleg pasuri mai scurte decât la șuruburile elicoidale pentru ca materialul să nu rămână în jghiab. La turații mari, forța centrifugă fixează materialul pe tub, începând de la o turație critică, calculată cu relația:

Se obține astfel debitul maxim la o turație care reprezintă 75% din turația critică; economic este însă să se lucreze la 50% din turația critică.

Debitul, în m^3/h , se calculează cu relația :

$$V = 60\psi \frac{\pi D^2}{4} sn,$$

în care s este pasul elicei, în m , iar n , turația, în rot/min . Fig. 33 servește pentru a găsi debitul prin citire directă pe diagramă.

c) **Transportoare elicoidale.** Pentru debite cuprinse între 2,5 și 80 m^3/h și pentru distanțe mici se folosesc transportoare elicoidale, formate dintr'un jghiab de tablă în care se învârtește un ax cu elice.

Materialul este adus în jghiabul șurubului și este preluat de spirele acestuia. Șurubul este acționat, la unul din capete, de o curea cu roată fixă și roată liberă sau cu un angrenaj de roți conice. Descărcarea se face tot de către spirele șurubului, în dreptul unei deschideri. Aceste aparate prezintă avantajul că au o construcție simplă, cu posibilități de descărcare ușoară a materialului, de unde rezultă un cost redus al instalării și al supravegherii. Desavantajele acestor transportoare sunt : consum mare de energie, din cauza frecărilor interioare și a frecărilor materialului cu jghiabul, cum și degradarea materialelor prin mărunțire în timpul transportului. În fig. 34 este reprezentată o secțiune printr'un transportor elicoidal.

Printre soluțiile constructive se deosebesc spirale făcute din tablă de oțel, sudate pe o țevă, și care se montează excentric în jghiab, în vederea menajării spiralelor și a materialului de transportat. Există și alte soluții constructive, cum rezultă din fig. 35.

Axul transportorului este suportat de paliere așezate la distanțe de 2,5–3,5 m . În fig. 36 este arătată așezarea palierelor transportorului elicoidal înclinat.

Debitul V , în m^3/h sau Q , în t/h , este funcție de diametrul D , în m , de pasul șurubului s , în m , de turația n , în rot/min , și de coeficientul de umplere ψ , definit ca raportul dintre secțiunea transversală umplută de material și secțiunea totală a șurubului :

$$V = 60\psi \frac{\pi D^2}{4} sn \quad (32)$$

$$Q = 60\psi \frac{\pi D^2}{4} sn\gamma \quad (33)$$

unde γ este greutatea specifică, în t/m^3 .

Suprafața elicei transportoare nu este o suprafață care se poate desfășura și, deaceea, ea se confecționează, în mod normal, prin presare în matriță, iar pentru materialele cu coeficient mare de frecare, prin turnare în fontă.

Raportul între diametrul jghiabului și diametrul axului șurubului se ia între 3/1 și 7/1. Distanța dintre paliere este condiționată, deasemenea, de rigiditatea care se impune, astfel încât să se obțină o săgeată maximă de 2 mm . Palierele încercă circulația și, deaceea, constructiv, li se dă o formă cât mai îngustă. Pasul șurubului s se ia, de obicei, între $0,5D$ și D . Pentru condiții deosebit de grele pasul se ia $0,25D$. La transportorul înclinat este necesar ca numărul de rotații să fie mai mare, iar pasul se ia $0,5D$.

Calculul unui astfel de transportor se face pornind dela debitul de transportat și dela lungimea de transport. Se alege, conform normelor GOST 2037-43, un șurub caracterizat prin diametru, pas și turație.

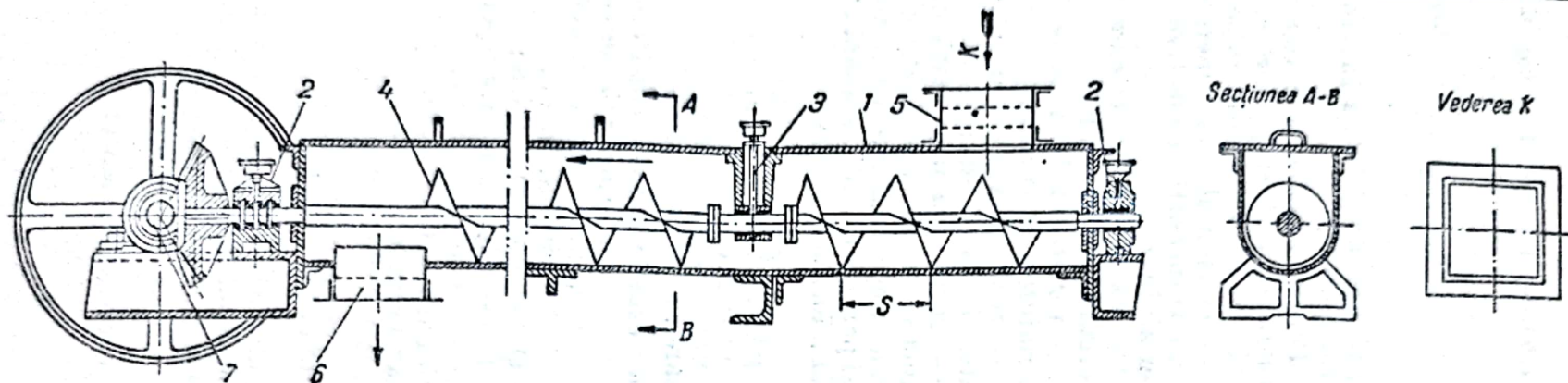


Fig. 34. Transportor elioidal :

1 - ighiabul transportorului; 2 - lagăr de capăt; 3 - lagăr intermediar, cu ungere sub presiune; 4 - elice;
5 - gură de încărcare; 6 - gură de golire; 7 - angrenaj cu roți conice.

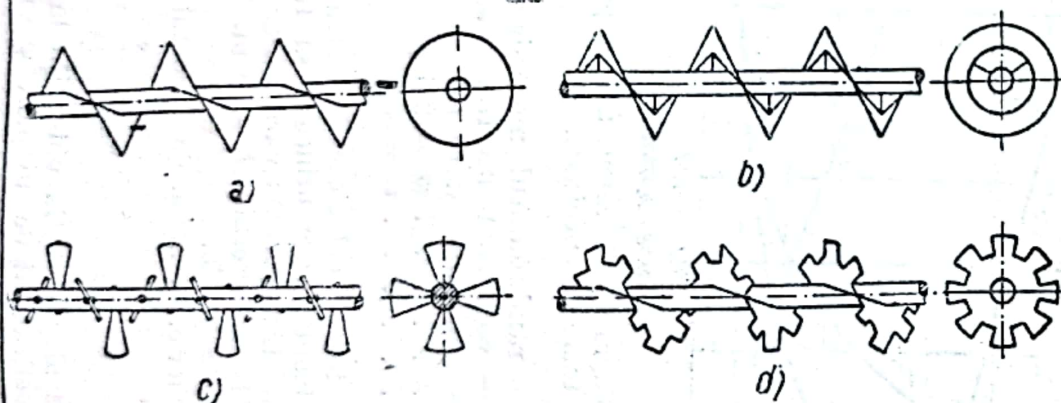


Fig. 35. Soluții constructive pentru spirale :

a - transportor cu elice plană; b - transportor cu elice-bandă; c - transportor cu pante dispuse în elice; d - transportor cu elice cu margini dințate.

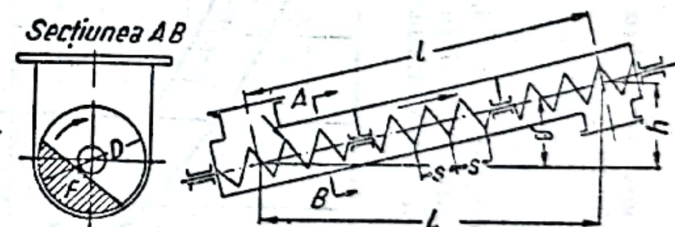


Fig. 36. Așezarea palierelor transportorului elicoidal înclinat.

Normele sovietice dau pentru turație următoarea relație, funcție de diametrul D , în m, :

$$n = \frac{K}{\sqrt{D}}, \quad (34)$$

în care $K = 60; 45$ sau 30 .

Diagrama din fig. 37 permite determinarea, în funcție de debit, a tuturor caracteristicilor medii uzuale ale unui astfel de transportor.

Pentru a calcula puterea necesară unui transportor elicoidal se ia în considerație :

- consumul de energie necesar transportării efective a materialului;
- rezistența la frecare a materialului de jghiab;
- rezistența la frecare a materialului de șurub;
- rezistența la frecări în lagăre și transmisii;
- rezistența provocată de fărâmare a materialului. Pentru calcule aproximative se poate folosi pentru puterea necesară P , în CP, formula :

$$P = \frac{Q}{270\eta} (h + lw) \quad (35)$$

în care :

h este înălțimea capătului superior față de cel inferior al transportorului, în m;

Q — debitul, în t/h;

l — lungimea transportorului, în m;

η — randamentul mecanismului de acționare = 0,6 — 0,85.

w — coeficient de frecare, cu următoarele valori :

materiale granulare	$w = 1,3$	cărbune	$w = 2,2$
ciment	$w = 2,5$	cocs	$w = 3$
pietriș	$w = 4$	praf de cărbune	$w = 2,1$

Exemplu. Să se calculeze diametrul, pasul și puterea motorului pentru un transportor elicoidal care urmează să funcționeze în condițiile :

material de transportat : cărbune cu $\gamma = 0,8 \text{ t/m}^3$.

lungimea transportorului $l = 20 \text{ m}$.

debitul : $Q = 10 \text{ t/h}$.

Rezolvare. 1. Se alege raportul între pasul elicei și diametru :

$$\frac{s}{D} = 0,8.$$

2. Se alege turația obișnuită la aceste transportoare : $n = 50 \text{ rot/min}$.

3. Coeficientul de umplere ψ se ia între $1/3$ și $1/5$; $\psi = 0,25$.

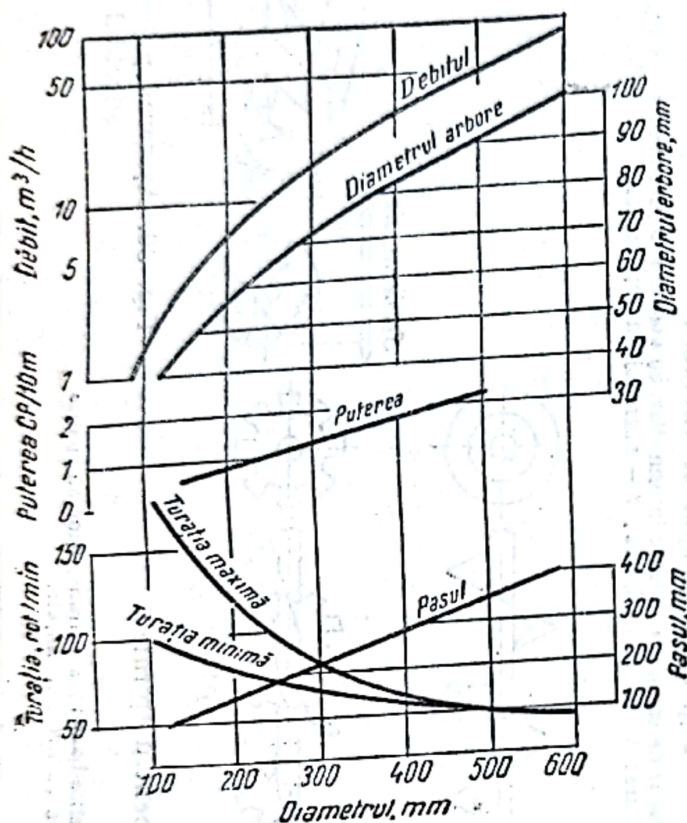


Fig. 37. Diagrama de calcul a transportoarelor elicoidale.

4. Din relația (33) se deduce :

$$D = \sqrt[3]{\frac{Q}{47n\gamma\psi\frac{s}{D}}} = \sqrt[3]{\frac{10}{47 \cdot 50 \cdot 0,8 \cdot 0,25 \cdot 0,8}} = \sqrt[3]{0,0266} = 0,295$$

$$D \approx 0,3 \text{ m}$$

5. Pasul elicei $s = 0,8 \cdot 0,3 = 0,24 \text{ m}$.

6. Puterea necesară, după formula (35) :

$$P = \frac{10}{270 \cdot 0,7} (0 + 20 \cdot 2,2) = \frac{440}{189} = 2,3 \text{ CP.}$$

Ținând seamă de suprasarcini momentane, puterea motorului se ia cu aproximativ 25 % mai mare, adică 3 CP.

Transportoare elicoidale deschise. Aceste transportoare sunt formate din două țevi paralele, orizontale sau ușor înclinate, așezate la 200 – 300 mm una de alta. Pe ele sunt sudate sârme cu diametrul de 8 – 10 mm, înfășurate elicoidal, în sens invers una față de cealaltă. Cele două țevi se învârtesc în sens contrar, iar sarcina de pe ele înaintază în lungul lor, datorită frecării.

Transportoarele elicoidale deschise se folosesc pentru baloturi, saci, lăzi, până la 200 kg greutate.

Diametrul țevelor este de 75 – 120 mm. Unghiul de pantă al liniei elicoidale este de 30 – 45°, iar turația țevii, de 100 – 150 rot/min.

d) Transportoare cu bandă. Transportoarele cu bandă sunt de mai multe tipuri.

a) Transportor cu bandă flexibilă. O bandă fără fine, confecționată din material textil, din cauciuc sau din oțel, este întinsă pe un tambur deplasabil cu ajutorul unui ghidaj orizontal. Mișcarea benzii este asigurată de role de tracțiune, iar săgeata este redusă de role purtătoare, atât pe porțiunea încărcată a benzii, cât și pe porțiunea liberă. Descărcarea materialului se poate face în orice punct al benzii cu un răzuitor sau cu un cărucior de descărcare, iar la capăt prin aruncare.

Transportorul poate fi folosit pentru distanțe de 200–300 m, cu o viteză de 1,5 – 3 m/s, la o înclinare medie de 18‰ și asigurând un debit de 12 – 100 t/h.

Inclinarea benzii trebuie să fie cu 10 – 15° mai mică decât unghiul de frecare a materialului pe bandă. Unghiul înclinației maxime este dat în tabela 2.

Unghiul înclinației maxime a transportoarelor cu bandă

Tabela 2

Denumirea materialului	Unghiul de înclinație admisibil grade
Cocs fărâmițat, cernut	17
Cărbune obișnuit, piatră fărâmițată, cocs obișnuit	18
Minereu în bucăți mari	18
Ciment	20
Nisip uscat	24
Minereu fărâmițat	25
Nisip umed	27
Cărbune mărunț și praf de cărbune	28
Baloturi	30

Transportoarele cu bandă prezintă avantajul unei construcții simple pentru debite mari, cu consum mic de energie și cu mers fără șgomot; materialul nu se deteriorează în timpul transportului; necesită cheltuieli mici de întreținere și de supraveghere. Desavantajele acestor transportoare sunt: costul mare de instalare, cheltuieli mari de întreținere, din cauza uzurii benzii, și formarea prafului la viteze mari.

Benzile de bumbac și de cânepă sunt ieftine, însă trebuie să lucreze în încăperi uscate și cu materiale ușoare. Benzile de bumbac au o rezistență de 350 – 400 kgf/cm², iar cele de cânepă, de 400 kgf/cm². În încăperi umede sau cu materiale umede, transportoarele se echipează cu benzi de balata sau de cauciuc. Benzile de cauciuc au o rezistență la rupere de 500 kgf/cm². Benzile se execută, în general, plate, însă la bucăți mari sau la debite mari ele se așează în formă de șanț, cu ajutorul rolelor marginale. Viteza medie admisă la benzile cu șanț este cu 30% mai mică decât la benzile plane.

Antrenarea transportorului se face prin transmisie cu curea sau prin cuplare directă cu motorul electric.

Întinderea benzii se realizează prin deplasarea tamburului de capăt, sub acțiunea unui ax filetat sau a unor contragreutăți. În condiții similare de lucru, dacă contragreutatea este așezată la rola către care cade materialul, se impune o majorare a efortului în bandă; de aceea se preferă cea de a doua soluție, cu contragreutatea așezată la rola din spre care vine materialul.

Materialele dure, materialele cu muchii ascuțite sau materialele calde trebuie transportate cu benzi de oțel de 0,8 – 1 mm grosime. Rezistența lor este de 12 000 – 15 000 kgf/cm². Sub acțiunea temperaturii, banda se întinde puțin, însă își păstrează rigiditatea în direcția transversală. Din această cauză, rolele de antrenare ca și rolele de purtare se fac mai înguste decât lățimea benzii și totuși se obține o săgeată mică. Această caracteristică permite descărcarea completă a materialului umed sau lipicios, cu un răzuitor simplu sau dublu, în formă de fiare de plug. Benzile de oțel pot servi și la transportul baloturilor.

Diametrul D , în cm, al tamburului de angrenare se calculează, în funcție de puterea motorului P , în CP, cu relația:

$$D = 50 + (3 \dots 4) P.$$

Lățimea tamburului trebuie să fie cu 50 mm mai mare decât lățimea benzii textile sau de cauciuc. Diametrul d , în mm, al arborelui tamburului se calculează, în funcție de diametrul tamburului lui, cu relația:

$$d = 0,1D + (0,5 \dots 1).$$

Diametrul rulourilor de susținere se ia de 80 – 200 mm, iar al rulourilor laterale înclinate, în funcție de unghiul benzii transportoare, care poate să fie de 15 – 30°. Viteza benzii depinde de materialul de transportat: la materialele ușoare, 2 – 3 m/s; la materialele grele, 2,5 – 3,5 m/s; la încărcături izolate, 0,8 – 1,5 m/s.

În fig. 38 este redată diagrama de calcul a transportoarelor cu bandă.

La aplicarea metodei uzuale de calcul se pornește dela debit și dela felul materialului:

Material în încărcături separate:

$$V = 3600 \frac{v}{a} i. \quad (36)$$

Material granular:

$$Q = 3600Av. \quad (37)$$

La materialul granular, secțiunea materialului pe banda plată se calculează cu relația :

$$A = \frac{2}{3} b h \quad (38)$$

în care :

b este lățimea stratului de material, în m ;

h — înălțimea stratului de material, în m.

Se poate lua :

$$h \approx \frac{1}{12} b.$$

Lățimea stratului care se admite de obicei, este :

$$b = 0,9 B - 0,05,$$

B fiind lățimea benzii, în m.

Suprafața secțiunii transversale a stratului de material aflat pe banda plată, devine :

$$A = \frac{2}{3} b h = \frac{2}{3} \cdot \frac{1}{12} b^2 = \frac{1}{18} (0,9 B - 0,05)^2.$$

Debitul volumetric, în m^3/h , în funcție de lățimea benzii și de viteza ei, este :

$$V = 3600 A v = 3600 v \frac{1}{18} (0,9 B - 0,05)^2 = (0,9 B - 0,05)^2 \cdot 200 v. \quad (39)$$

La banda în formă de jghiab, suprafața secțiunii stratului de material este de două ori mai mare decât la banda plată de aceeași lățime. Lățimea benzii, în m, în funcție de diametrul cerut, se ia, pentru benzi plate :

$$B = 0,079 \sqrt{\frac{Q}{v\gamma}} + 0,05 = 0,079 \sqrt{\frac{V}{v}} + 0,05; \quad (40)$$

pentru benzi în formă de jghiab :

$$B_1 = 0,056 \sqrt{\frac{Q}{v\gamma}} + 0,05 = 0,056 \sqrt{\frac{V}{v}} + 0,05. \quad (41)$$

Puterea necesară, în CP, la axa tamburului de acționare și puterea motorului se calculează cu formule empirice :

Pentru benzi plate :

$$P_T = C \left(\frac{7,4 K l v}{10\,000} + \frac{2 Q l}{10\,000} \right) + \frac{37 Q h}{10\,000}. \quad (42)$$

unde C este un coeficient care depinde de lungimea transportorului :

Pentru	$l < 15$ m	$C = 1,2$
"	$l = 15 - 30$ m	$C = 1,1$
"	$l = 30 - 45$ m	$C = 1,05$
"	$l > 45$ m	$C = 1$

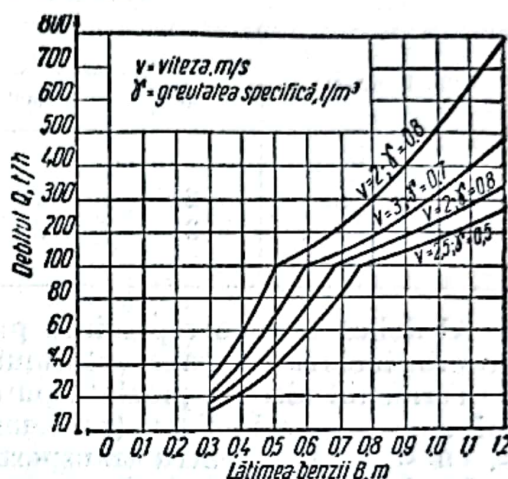


Fig. 38. Diagrama de calcul a transportoarelor cu bandă.

Primul termen al parantezei reprezintă puterea consumată pentru învingerea rezistenței la mișcarea în gol:

l — lungimea benzii, în m;

v — viteza benzii, în m/s;

K — coeficient care depinde de lățimea benzii și de tipul lagărelor roletelor (tabela 3).

Tabela 3

Valoarea coeficientului K

Felul lagărelor	Lățimea benzii, mm					
	400	500	600	750	900	1 100
de alunecare	21	26	29	38	50	62
cu rulmenți	31	38	43	56	75	92

Al doilea termen reprezintă puterea pentru învingerea rezistenței adiționale prin încărcarea transportorului cu materiale (Q se exprimă în t/h).

Termenul ultim reprezintă puterea pentru ridicarea materialului, în cazul unui transportor înclinat (cu semnul + pentru transportul materialului în sus, cu semnul — pentru transportul materialului în jos).

Dacă pe bandă sunt dispozitive de golire, se majorează puterea cu $P_g = 0,225 N_T + 0,007Q$ până la $0,275N_T + 0,007Q$, după cum este vorba de un cărucior manual sau automat, cu două tambure.

Pentru învingerea inerției de demaraj se înmulțește puterea necesară cu un coeficient $k_1 = 1,3 - 1,8$.

Puterea motorului va fi:

$$P_m = \frac{(P_g + P_T) 1,8}{\eta}, \quad (43)$$

unde η este randamentul mecanismului de antrenare = 0,60 — 0,85.

Numărul necesar de inserții se deduce din forța de întindere maximă S .

$$S = K_2 m B \quad (44)$$

unde:

K_2 este încărcarea admisibilă a inserției = 4,5 — 5,5 kgf/cm lățime;

m — numărul de inserții;

B — lățimea benzii, în cm.

Forța de întindere a benzii depinde de forța periferică F a tamburului, de unghiul α de înfășurare pe tambur și de coeficientul f de frecare între tambur și bandă.

Forța periferică este dată de relația:

$$F = \frac{75 P}{v}, \quad (45)$$

unde P este puterea tamburului, în CP, măsurată pe arbore.

Forța de întindere a benzii este deci:

$$S = K_3 F, \quad (46)$$

unde K_3 este un coeficient care se ia din tabela 4, în funcție de unghiul α de înfășurare pe tambur și de coeficientul f de frecare între tambur și bandă.

Tabela 4

Valoarea coeficientului K_3

Unghiul de înfășurare		Coeficient de frecare f		
grade	radiani	Tambur neted 0,2	Tambur căptușit cu stîngîli de lemn 0,3	Tambur căptușit cu cauciuc 0,35
		Valoarea K_3		
180	3,14	2,15	1,64	1,50
210	3,66	1,93	1,50	1,38
240	4,19	1,76	1,40	1,30
270	4,71	1,64	1,32	1,24
300	5,24	1,54	1,26	1,19
330	5,76	1,46	1,22	1,15
360	6,28	1,40	1,18	1,12
380	6,63	1,36	1,16	1,11

Exemplu. Să se calculeze lățimea benzii, consumul de energie și puterea nominală a motorului și numărul de inserții pentru o bandă de cauciuc care va lucra în condițiile:

1. Debit : $Q = 60$ t piatră concasată/h.
 2. Lungimea benzii : $l = 50$ m.
 3. Înălțimea de ridicare : $h = 5$ m.
 4. Viteza benzii : $v = 1$ m/s.
 5. Greutatea volumetrică a pietrei : $\gamma = 1,6$ t/m³.
 6. Unghiul de înfășurare a benzii pe tambur : $\alpha = 210^\circ$.
 7. Tamburul căptușit cu cauciuc.
 8. Banda : plată, cu un dispozitiv de descărcare automat, cu două tambure.
- Rezolvare :**
9. Lățimea benzii :

$$B = 0,079 \sqrt{\frac{Q}{v\gamma}} = 0,079 \sqrt{\frac{60}{1 \cdot 1,6}} = 0,482 \approx 0,5 \text{ m.}$$

10. Role pe lagăre de alunecare ; deci $K = 26$ (tabela 3).
11. $C = 1$, deoarece lungimea benzii este mai mare decât 45 m.
12. Puterea necesară :

$$P_T = C \left(\frac{7,4 K l v}{10\,000} + \frac{2 Q l}{10\,000} \right) + \frac{37 Q h}{10\,000},$$

$$P_T = 1 \left(\frac{7,4 \cdot 26 \cdot 50 \cdot 1}{10\,000} + \frac{2 \cdot 60 \cdot 50}{10\,000} \right) + \frac{37 \cdot 60 \cdot 5}{10\,000} = 2,7 \text{ CP.}$$

13. Puterea suplimentară pentru rezistența opusă de cărușorul de golire :

$$P_g = 0,275 P_T + 0,007 Q = 0,275 \cdot 2,7 + 0,007 \cdot 60 = 1,16 \approx 1,2 \text{ CP.}$$

14. Puterea motorului, ținând seama de demaraj (coeficientul 1,8) și de $\eta = 0,6$, randamentul transmisiei, va fi :

$$P_m = \frac{1,8 (2,7 + 1,2)}{0,6} = 11,7 \text{ CP.}$$

15. Forța periferică :

$$F = \frac{75 P_m}{v} = \frac{75 \cdot 11,7}{1} = 880 \text{ kg.}$$

16. Coeficientul K_3 din tabela dată este, pentru unghiul de 210° și tamburul căptușit cu cauciuc, 1,38.

17. Forța de întindere :

$$S = K_3 F = 1,38 \cdot 880 = 1\,200 \text{ kg.}$$

18. Numărul m de inserții se găsește din formula :

$$m = \frac{S}{K_2 B} = \frac{1\,200}{4,5 \cdot 50} = \frac{1\,200}{225} = 5,3. \text{ Se vor lua 6 inserții.}$$

Pentru benzile de pânză cauciucată, v. STAS 2077-51.

Normele GOST 1596-42 normalizează lățimea benzilor, 300 — 1 600 mm, și lățimea rolor, 108 — 159 mm, pentru o distanță maximă de 160 m. Distanța maximă între role e funcție de lățimea benzii și de greutatea specifică a materialului și se poate lua din diagrama anexă (fig. 40). Rolele de sprijin se montează la distanțe de 2 500 — 3 500 mm, iar rolele de reazim la alimentare se montează la $1/2$ din distanța maximă între rolele de sprijin în partea activă. Rola de antrenare se ia cu diametrul de 100 — 125e.

Grosimea benzii de transport este funcție de lățimea curelei de transport. Dacă antrenarea este în spate, diametrul rolei se ia numai de 80 — 100e, iar diametrul rolor ajutatoare, de 50 — 70 e. S'au normalizat și aceste diametre (același GOST) prin valorile 250, 320, 400, 500, 630, 800, 1 000, 1 250 și 1 600.

Tipurile constructive ale acestor transportoare sunt reprezentate în fig. 39, împreună cu dispozitivele de încărcare și descărcare.

Alimentatoarele au fost, deasemenea, normalizate. în ce privește lungimea, în funcție de lățimea benzii și de viteza de transport ; valorile se pot lua din diagrama anexă (fig. 40). Unghiul alimentatorului, α , față de bandă este funcție de unghiul de frecare ρ , a materialului :

$$\alpha = \rho + (5 \dots 10^\circ) \quad (47)$$

Turația tamburului de antrenare a fost normalizată în diferite trepte, cuprinzând valori dela 2,36 la 150 rot/min.

β) *Transportor cu bandă articulată.* Acest transportor se compune din elemente de bandă fixate pe lanț articulat și care se reazimă pe role purtătoare. Lanțul este întins cu o rolă de întindere și este acționat de o rolă motoare. Descărcarea materialului se poate face la capătul benzii sau într'un punct oarecare al acesteia, cu ajutorul unui răzuitor sau prin bascularea elementelor de bandă. Acest fel de transportor se folosește în cazul când materialul este în bucăți mari, grele sau dure, și transportorul cu bandă flexibilă nu ar putea suporta acest transport greu. Când materialele sunt granulare, elementele de

bandă se suprapun la rosturi și au pereți laterali de ambele părți. Dacă se face un transport înclinat, alunecarea înapoi a materialului e oprită prin punți transversale, făcute din corniere sudate pe elementele de bandă. Întrucât necesită cheltuieli mari de instalare, aceste transportoare sunt economice pentru debite de cel puțin 50 t/h și la distanțe de cel mult 200 m. Se pot forma astfel de transportoare și din cutii acționate cu cabluri de sârmă.

GOST 2035-43 normalizează acest fel de transportoare cu plăci, fixând lățimea benzilor articulate între 400 și 1 600 mm. Înălțimea admisă este de 100 — 300 mm, iar distanța dintre articulații, de 160 — 500 mm. Roata de antrenare se face cu 6 — 8 dinți, și are turația de 3,75 — 15 rot/min. Lățimea benzii se alege, în funcție de dimensiunea maximă a bulgărelui, conform relației:

$$B = (2 \dots 3,3) a + 200 \text{ mm}, \quad (48)$$

unde a este dimensiunea maximă a bulgărelui, în mm.

e) **Transportoare oscilante.** Transportorul oscilant (fig. 41) utilizează accelerația pe care o imprimă un sistem bielă-manivelă împreună cu un arc, unei mase de transportat care se găsește pe suprafața plană a transportorului.

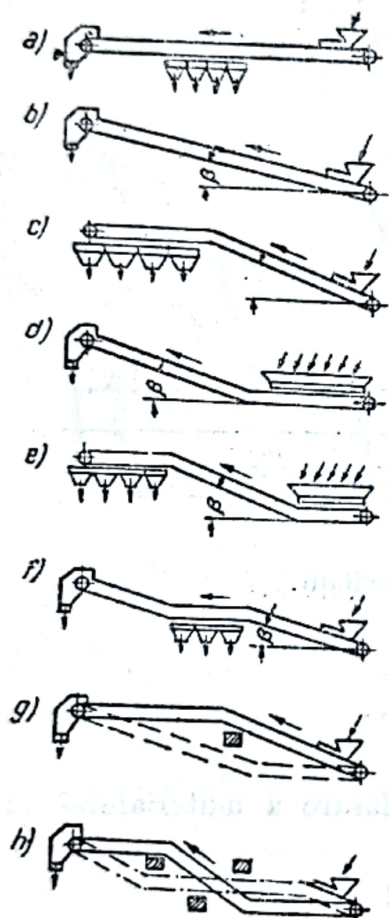


Fig. 39. Tipuri constructive de transportor cu bandă.

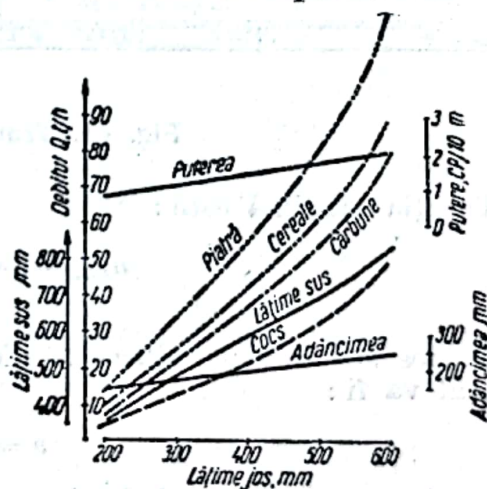


Fig. 40. Diagramă de calcul a transportoarelor cu bandă.

Pentru deplasare trebuie să se învingă, prin forță de inerție, rezistența de frecare produsă sub acțiunea forței normale, ca rezultantă a greutatei proprii și a componentei verticale de accelerație.

Grosimea stratului de material se ia, pentru material pulverulent, de 20 — 30 mm; pentru material în bucăți mici, de 40 — 60 mm, iar pentru material în bucăți mari, peste 70 mm. Vitezele admise sunt de 0,1 — 0,2 m/s, iar adâncimea culoarului, de 100 — 200 mm. La transportoarele obișnuite se lucrează cu o putere specifică de 1/200 CP/t. m și, la un transportor echilibrat, de 1/300 CP/t. m.

Calculul unui transportor oscilant se bazează pe condiția de a menține, la cursa de retragere a sistemului bielă-manivelă, contactul dintre transportor și material. Din această condiție rezultă relația :

$$\frac{n^2}{gr} \operatorname{tg} \alpha = 1 \quad (49)$$

în care :

- r — raza manivelei sau excentricitatea excentricului, de obicei 10 — 20 mm ;
- g — accelerația pământescă, în m/s^2 ;
- $v = \omega r$ — viteza periferică (tangentială), în m/s ;
- α — unghiul făcut de suportul cu verticala.

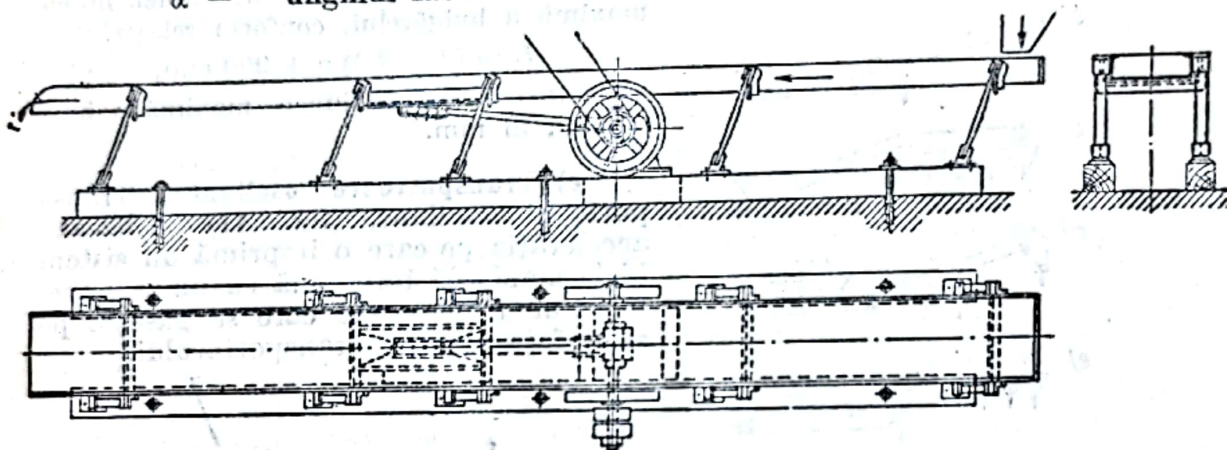


Fig. 41. Transportor oscilant.

Turația maximă este :

$$n_{\max} = 30 \sqrt{\frac{1}{r \operatorname{tg} \alpha}} \quad (50)$$

La această turație, viteza medie de deplasare a materialului în jghiab orizontal va fi :

$$v = 0,23 n r f \operatorname{tg} \alpha \quad (51)$$

în care f este coeficientul de frecare între material și jghiab = 0,3 — 0,4. Pentru jghiaburi care fac un unghi β (până la 10°) cu orizontala,

$$v = 0,23 n r f \operatorname{tg} \alpha (1 + 2 \sin \beta). \quad (52)$$

Debitul transportorului, în m^3/h , respectiv t/h , este dat de relația :

$$V = 3600 b s v$$

$$Q = 3600 b s v \gamma' \quad (53)$$

în care :

- $\gamma' = 0,6 - 0,8 \gamma$ (γ este greutatea volumetrică în stare vărsată, în t/m^3 ;
- b — lățimea interioară a jghiabului, în m ;
- s — înălțimea stratului de material în jghiab, în m.

Pentru un coeficient de frecare $f = 0,35$, debitul volumetric se poate calcula din lăţimea transportorului, din cursa şi din viteza medie.

În calcul se pleacă, în general, de la valoarea debitului, de la lungimea de transportat şi de la felul materialului. Se alege o viteză care să asigure debitul, căreia îi corespunde o valoare pentru unghiul arcului şi pentru raza butonului de manivelă. Se stabileşte turaţia, care se majorează, pentru siguranţă în manevrare. Din grosimea stratului de material şi din greutatea sa specifică rezultă lăţimea culoarului.

Puterea necesară motorului, în kW, se determină cu următoarea formulă empirică :

$$P_m = \frac{Ql}{367} W$$

în care W este un coeficient total de rezistenţă, $= 6 - 10$;

Q — debitul, în t/h;

l — lungimea transportorului, în m.

Exemplu. Să se calculeze dimensiunile jghiabului, turaţia şi puterea necesară unui transportor oscilant care urmează să funcţioneze în condiţiile :

1. Distanţa de transportat : $l = 40$ m.

2. Materialul de transportat : clincher cu $\gamma = 1,4$ t/m³.

3. Debitul de material : $Q = 30$ t/h.

Rezolvare :

4. Raza r a butonului de manivelă se alege 0,015 m (obişnuit).

5. Unghiul α făcut de verticală cu suportul transportorului se ia 20° (obişnuit):

6. Turaţia necesară n va fi :

$$n = 30 \sqrt{\frac{1}{r \operatorname{tg} \alpha}} = 30 \sqrt{\frac{1}{0,015 \cdot 0,364}} = 123 \text{ rot/min.}$$

7. Viteza materialului în transportor se calculează din relaţia :

$$v = \sqrt{\frac{gr}{\operatorname{tg} \alpha}} = 0,2 \text{ m/s.}$$

8. Înălţimea stratului de material se alege 0,06, de obicei pentru material în bucăţi mici.

9. Lăţimea transportorului :

$$b = \frac{30}{0,8 \cdot 1,4 \cdot 3600 \cdot 0,06 \cdot 0,2} = 0,62 \text{ m.}$$

Se ia 0,65 m.

10. Înălţimea laturilor : 0,12 m.

11. Se admite un coeficient total de rezistenţă $W = 6$.

12. Puterea necesară va fi :

$$P = \frac{40 \cdot 30 \cdot 6}{367} = 19,5 \text{ kW.}$$

Se ia un motor de 20 kW.

2. Aparate pentru transport vertical sau foarte înclinat

a) **Transportoare cu cupă (elevatoare).** Un elevator este format dintr'un lanţ fără fine, prevăzut cu cupe şi montat într'o carcasă. Antrenarea se face printr'o roată dinţată de antrenare şi întreg transportorul este ţinut întins prin roata dinţată pentru întinderea lanţului, montată de obicei la partea de jos.

Cupele iau materialul dintr'un jghiab dela capătul inferior, îl ridică și îl aruncă pe la capătul superior. Înălțimea de transportat este de 5 – 25 m; viteza de lucru, de 0,4 – 2,5 m/s; se poate asigura un debit de 10 – 120 t/h.

Avantajul acestor transportoare constă în cheltuelile mici de deservire, supraveghere și întreținere. Desavantajele sunt: un consum mare de energie față de lucrul util și înfundarea cu material, când acesta este adus în bucăți mari.

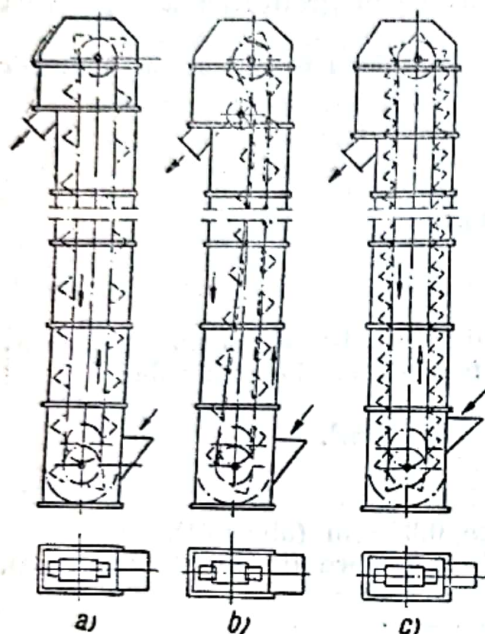


Fig. 42. Tipuri de elevatoare :

a – elevator centrifug; b – elevator centrifug de gravitație; c – elevator care descarcă materialul prin gravitație.

Organul de tracțiune este de obicei, un lanț articular, de fontă maleabilă, sau un lanț cu eclise. Materialele fine se transportă cu cupe fixate pe curea de bumbac sau de balata. Cupele se fac din tablă de oțel presat, sau sudate și cu marginile întărite. Capacitatea maximă a cupelor uzuale este de 150 l; ele lucrează, în general, cu un grad de umplere de 75%. Pentru a proteja lanțul, se compensează vitezele, evitând accelerațiile și șocurile transportoarelor cu debite și cu înălțimi mari. Lanțul este condus cu roți dințate sau cu rulouri. Carcasa elevatorului este metalică sau de lemn și cu pereții demontabili cel puțin la partea inferioară.

Forma cupei depinde de felul în care trebuie aruncat materialul; deaceia, la materialele ușoare, cupele sunt plane, iar la materialele grele, cupele sunt adânci. Tabla din care se fac cupele poate avea grosimea de 0,6 – 3,5 mm. Cupele se fixează pe lanț cu șuruburi înecate.

În fig. 42 sunt reprezentate schemele elevatorilor cu cupe.

O alimentare bună trebuie să fie făcută astfel, încât materialul să nu se adune la piciorul elevatorului.

Materialul din cupa elevatorului, când ajunge la capătul de descărcare, este solicitat de forța centrifugă și de forțe gravitaționale. Sub acțiunea rezultantei, suprafața materialului se așează după o curbă.

În cazul apei, această suprafață este un cerc cu centrul în punctul P (fig. 43), a cărui distanță a dela axa capului de asvârlire se poate calcula cu relațiile :

$$\frac{\frac{v^2}{r}}{g} = \frac{r}{a};$$

$$a = \frac{gr^2}{v^2};$$

$$v = \frac{2\pi rn}{60};$$

$$a = \frac{895}{n^2}. \quad (54)$$

Celelalte materiale prezintă o întârziere față de apă, astfel încât suprafața materialului are forma unei spirale logaritmice, a cărei tangentă la curbă în punctul A face cu tangenta cercului un unghi egal cu al pantei naturale a materialului.

Se recomandă să se facă descărcarea în al doilea cadran și, deaceia, trebuie dată o astfel de turație, încât :

$$\alpha > r_a.$$

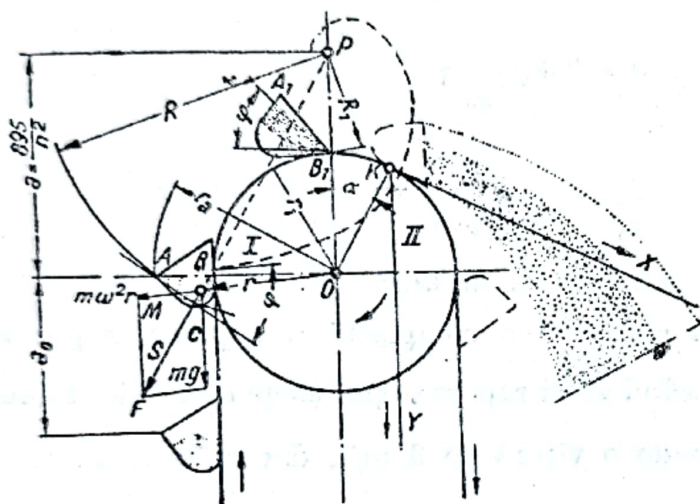


Fig. 43. Elemente de calcul al elevatorului.

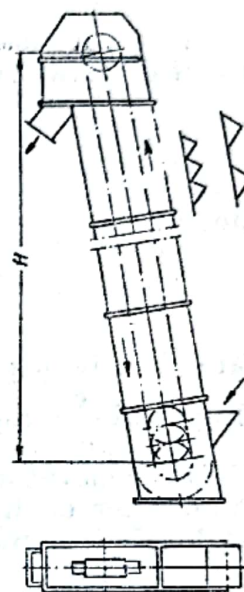


Fig. 44. Elevator înclinat.

Datorită forțelor centrifuge, materialul aruncat descrie o parabolă după relațiile :

$$x = vt;$$

$$y = \frac{1}{2} gt^2;$$

$$y = \frac{1}{2} g \frac{x^2}{v^2} = \frac{x^2}{2r \cos \alpha}. \quad (55)$$

Viteza materialului este dată de expresia $v = \sqrt{gr}$ și materialul este ajuns de cupă de cele mai multe ori. Pentru a se evita acest lucru se răresc cupele, iar când nu este posibil, li se dă o formă rotunjită, care evită pierderile de putere.

La viteze mici se ajută descărcarea, înclinând elevatorul cu $45 - 60^\circ$ (fig. 44) sau dând lanțului o inflexiune locală în regiunea de descărcare.

Debitul este funcție de viteza liniară a benzii cu cupe, distanța între cupe, volumul unei cupe și greutatea specifică a materialului afănat. Se admite un coeficient de umplere ψ al cupei, care, pentru produse fin măcinate este de $0,7 - 0,9$, pentru produse de formă granulară, de $0,6 - 0,8$, iar pentru bucăți mari, de $0,4 - 0,5$.

Viteza poate fi calculată cu relația empirică :

$$v = 2\sqrt{D} = 2\sqrt{2r}, \quad (56)$$

de unde rezultă distanța a_0 (fig. 43) între cupe :

$$a_0 = \frac{gr_i^2}{v^2} = 1,23 r_i, \quad (57)$$

r_i fiind raza interioară, în m ;

Debitul elevatorului, în t/h, este dat de relația :

$$Q = 3,6 \psi \frac{c}{a_0} \gamma v, \quad (58)$$

de unde :

$$\frac{c}{a_0} = \frac{Q}{3,6 \psi \gamma v} \quad (59)$$

în care c este capacitatea unei cupe, în dm^3 .

Raportul $\frac{c}{a_0}$ reprezintă capacitatea completă a cupelor, raportată la 1 m liniar de elevator. Cunoșcând acest raport se pot alege dimensiunea cupelor și distanța lor de fixare.

O bună descărcare impune o viteză de 3 m/s, dar mărește foarte mult uzura.

Dacă se ia :

$$r_i < a_0 < r_a$$

descărcarea se obține, în parte, pe marginea interioară, iar în parte, pe marginea exterioară a cupei.

În general se ia :

$$a_0 = 0,9r_i = 0,45D$$

și aruncarea se face numai pe marginea exterioară ; în acest caz,

$$v = 2,35 \sqrt{D}.$$

Normele GOST 2036-43 au normalizat lățimile la următoarele cinci tipuri : 160, 250, 350, 450 și 600 mm.

Pentru aceste lățimi, normele prevăd mai multe feluri de cupe cu capacități care variază între 0,6 și 130 l.

Pentru transportoarele uzuale pe lanț sau pe curea s'au întocmit diagramele anexe (fig. 45 și 46), care dau în funcție de lățimea transportorului, debitul în t/h, greutatea transportorului pe metru, și puterea necesară, în CP, pentru 10 m de transportor.

Calculul exact se face pornind dela debitul de transportat și dela felul materialului analizat, în procente granulometrice. Se alege un sistem de alimentare cu sau fără distribuitor ; rezultă o viteză a transportorului în funcție de sistemul de alimentare. Acestei viteze îi corespunde un grad de umplere. Din toți acești parametri se obține dimensiunea cupei, caracterizată prin înălțimea și prin conținutul mediu, în litri. Cunoșcând greutatea specifică a materialului, se poate calcula distanța între cupe din relația debitelor.

Se verifică dacă această distanță împiedică sau nu descărcarea și, în cazul când se constată că o împiedică, se mărește și se corectează valoarea volumului mediu al cupei.

Puterea necesară se calculează prin însumarea puterii necesare ridicării pe verticală, cu puterile necesare învingerii frecării axului tambur, frecării de alunecare, rezistențelor de flexiune și rezistențelor de aruncare. Cunoșcând distanța dintre cupe și volumul lor, se determină, pe bază de relații empirice greutatea conținutului cupei, greutatea proprie a cupei, greutatea, pe metru, a lanțului dublu, a diametrelor tamburelor. Cu aceste valori se calculează puterile de mai sus, se însumează și se obține puterea necesară motorului de antrenare care se supradimensionează pentru a corespunde sarcinilor accidentale și randamentului transmisiei mecanice.

Se face o verificare a puterii P_0 , în CP, obținute cu relația :

$$P_0 = \frac{Qb}{270} \left(1,15 + \frac{K}{\gamma} \right) \quad (60)$$

în care K este dat de tabela 5.

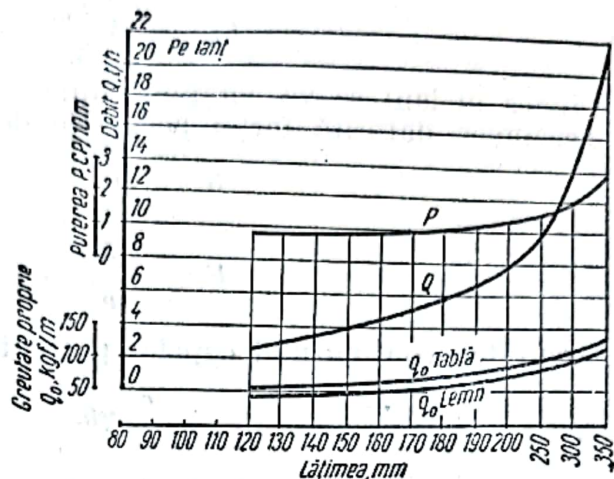


Fig. 45. Nomograma de calcul a elevatorului pe lanț.

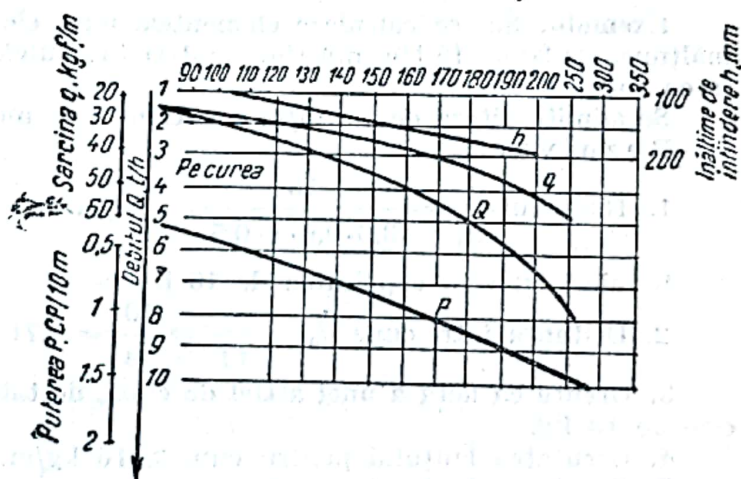


Fig. 46. Nomograma de calcul a elevatorului pe curea.

Tabela 5

Valorile coeficientului K

Tipul elevatorului	Debitul V m ³ /h			
	20	20 - 40	40 - 80	80 - 150
Elevator cu bandă cu cupe dispersate	1,5	1,15	0,95	0,75
Elevator cu lanț cu cupe dispersate	1,05	0,75	0,65	0,55

Puterea motorului, ținând seamă de sporul necesar pentru demaraj și de randamentul η al transmisiei, este :

$$P_m = 1,2 \frac{P_0}{\eta} \quad (61)$$

Tensiunea în lanț se va compune din :

a) Tensiunea datorită forței periferice de tracțiune :

$$S = 1,5F, \quad (62)$$

unde :

$$F = \frac{75P}{v}$$

b) Greutatea conținutului cupelor pe toată înălțimea elevatorului :

$$\frac{c}{a} \gamma h.$$

c) Greutatea proprie q_0 a lanțurilor și a cupelor dintr-o parte a elevatorului; se determină, prin calcul, după mărimea cupelor și după felul lanțului.

Exemplu. Să se calculeze elementele unui elevator vertical care să ridice, la înălțimea de 20 m, 15 t/h dintr'un material în bulgări cu diametrul de 5 cm, cu greutatea specifică 1,0 t/m³.

Se admite viteza de 0,5 m/s; coeficientul de umplere al cupelor $\psi = 0,6$.

Rezolvare.

$$1. \text{ Raportul } \frac{c}{a_0} = \frac{15}{3,6 \cdot 0,6 \cdot 1 \cdot 0,5} = 14 \text{ l/m.}$$

Se aleg cupe cu capacitatea de 10 l.

$$2. \text{ Distanța între cupe } a_0 = \frac{c}{14} = \frac{10}{14} = 0,71 \text{ m.}$$

3. Greutatea netă a unei astfel de cupe, de tablă de 4 mm, cu muchii întărite, este de 10 kg.

4. Greutatea lanțului pentru cupe $\approx 16 \text{ kg/m}$.

5. Greutatea lanțului cu cupe :

$$q_0 = 2 \cdot 16 + 2 \cdot 10 = 52.$$

6. Se determină puterea la arborele roților pentru lanț, admitând un randament $\eta_1 = 0,6$:

$$P_0 = \frac{P_1}{\eta_1} = \frac{Qh}{270\eta_1} = \frac{15 \cdot 20}{270 \cdot 0,6} = 1,85 \text{ CP.}$$

Se verifică puterea obținută, cu formula :

$$P_0 = \frac{Qh}{270} \left(1,15 + \frac{K}{\gamma} \right)$$

în care K , pentru elevatoare cu lanț și cupe dispersate, este 0,75 (tabela 5).

$$P_0 = \frac{15 \cdot 20 \cdot 1,90}{270} \approx 2,1 \text{ CP.}$$

Se continuă calculul cu această valoare.

Puterea necesară în lanț, la pornire, va fi :

$$P_1 = 1,2 \cdot 2,1 = 2,5 \text{ CP.}$$

Puterea motorului, admitând randamentul transmisiei $\eta = 0,7$, va fi :

$$P_m = \frac{2,5}{0,7} = 3,5 \text{ CP.}$$

Se ia un motor de 4 CP.

Tensiunea în lanțuri va fi :

$$S = 1,5 F + \frac{c}{a_0} h \gamma + q_0 h = 1,5 \frac{75 \cdot 2,5}{0,5} + 14 \cdot 1,0 \cdot 20 + 52 \cdot 20 = 1\,356 \text{ kg pentru}$$

două lanțuri.

Coefficientul de siguranță pentru lanțuri se ia $n \geq 8$.

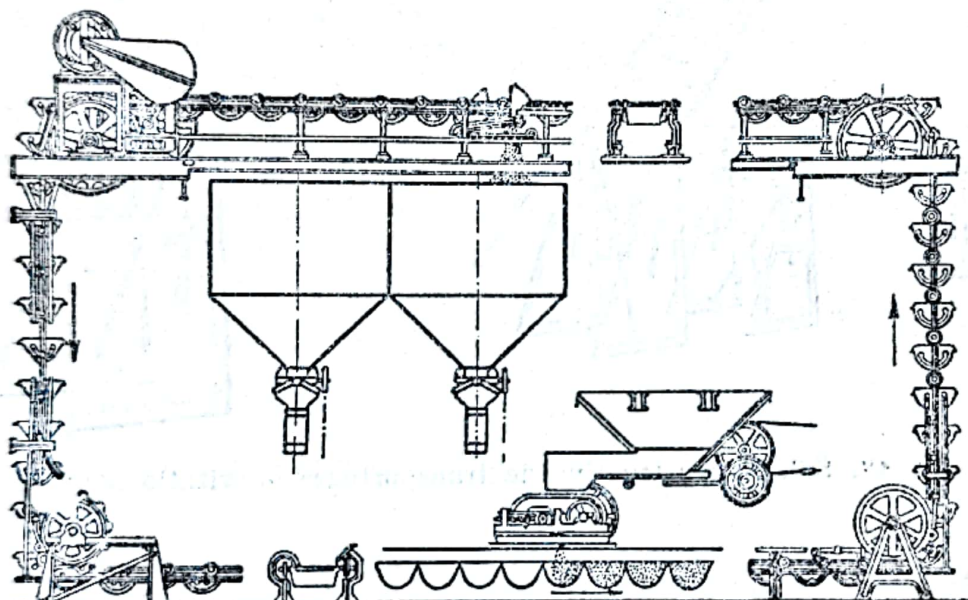


Fig. 47. Transportor basculant.

b) Transportoare basculante. Elevatoarele basculante (fig. 47) se aseamănă cu elevatoarele, cu deosebirea că cupele sunt articulate la lanț astfel, încât pot fi basculate. Încărcarea acestor cupe se face numai în partea de jos a transportorului, printr'un încărcător fix sau mobil. Descărcarea se face la partea de sus, printr'un dispozitiv pentru bascularea cupelor prin lovirea rolor de un opritor așezat în lungul unei căi înclinate. Aceste transportoare prezintă avantajul unei construcții simple, siguranță mare în serviciu și funcționare automată; ele primesc și predau ușor materialul transportat; necesită cheltuieli reduse de exploatare și de întreținere. Desavantajul principal constă în costul mare al investițiilor.

Viteza cupelor pendulare se ia de 0,3 — 0,5 m/s, cu o capacitate a cupelor de 65 — 400 l; se poate asigura un debit de 50 — 500 t/h.

Cupele se așează la distanțe mai mici decât 1 m și au, în general, un grad de umplere de 75%. Lanțul cupelor este acționat printr'o roată dințată de lanț, cu roată fixă și cu roată liberă, sau prin cuplarea cu un motor electric. La condiții de lucru foarte defavorabile se construiesc astfel de elevatoare cu cupe mobile în spațiu, pentru a se adapta mai ușor acestor condiții.

c) **Transportoare gravitaționale.** Aceste transportoare se folosesc pentru a coborî materiale ambalate în baloturi cu bază netedă, fără consum de energie. Călea de transport (fig. 48) are o înclinare variabilă și poate fi curbă, dreaptă sau ramificată, dela etajul de sus la cel de jos. Materialele se transportă pe toboganuri elicoidale. În fig. 49 este arătat un transportor gravitațional cu

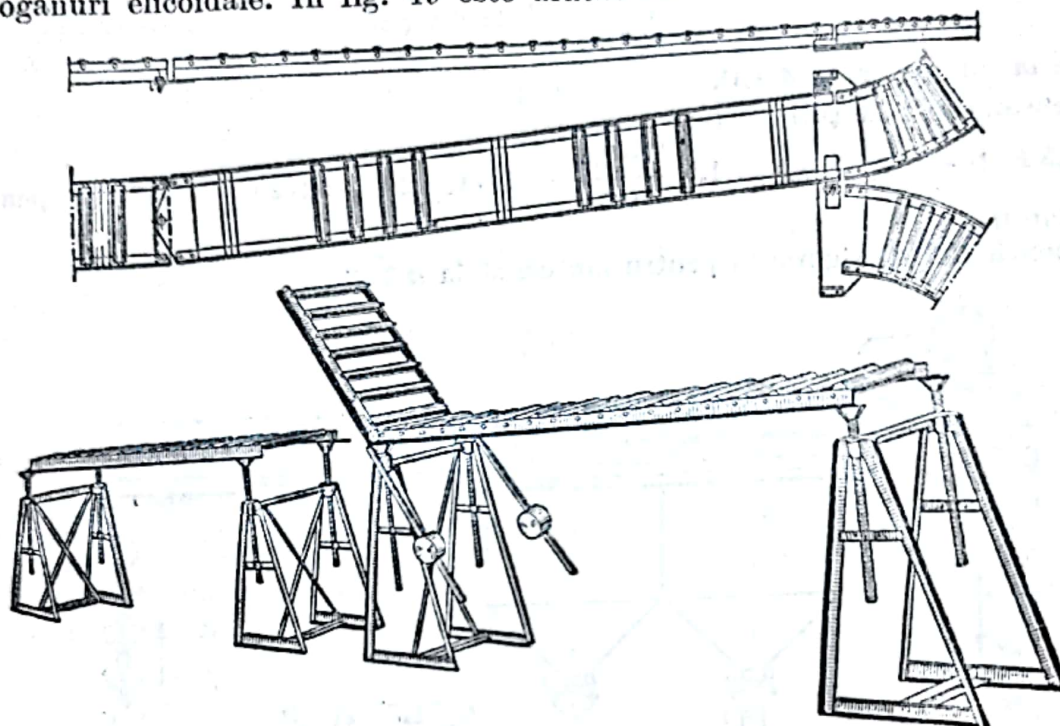


Fig. 48. Soluții constructive de transportoare gravitaționale.

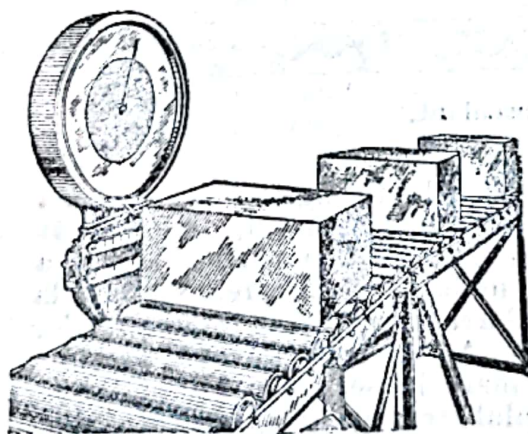


Fig. 49. Transportor gravitațional cu dispozitiv de cântărire.

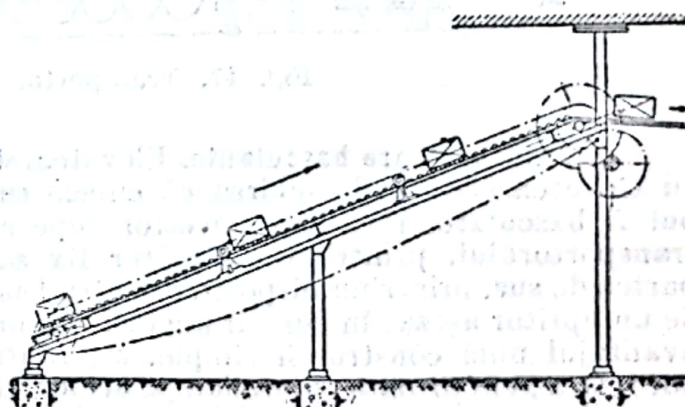


Fig. 50. Ridicarea coletelor pe transportor cu role.

dispozitiv de cântărire. Transportoarele sunt echipate cu role perpendiculare pe cale (fig. 50), care transformă frecarea de alunecare în frecare de rostogolire, și astfel înclinarea lor poate fi micșorată.

În fig. 51 este arătată încrucișarea a două transportoare gravitaționale.

d) **Transportoare pneumatice.** Materialele sub formă de pulbere se pot transporta orizontal la distanțe de aproximativ 350 m și la înălțimi de cel mult 45 m, cu ajutorul transportoarelor pneumatice.

În căderea liberă, sub acțiunea gravitației, materialul are o mișcare accelerată. Viteza de cădere rămâne constantă dacă, simultan, acționează în mod diametri mai mari decât 100μ , rezistența pe care o opune aerului o astfel de particulă se calculează cu relația :

$$s = k \frac{\pi d^2}{4} \cdot \frac{v^2 \gamma}{2g} \quad (63)$$

care reprezintă legătura dintre viteza v , diametrul d și factorul de formă k .

Dacă aerul are o mișcare ascendentă, viteza de cădere a particulei este egală cu diferența dintre viteza de cădere liberă și viteza aerului. Pentru o anumită valoare a vitezei, particula rămâne în suspensie; această viteză se numește viteză de planare. Pentru antrenare se lucrează cu viteze de două ori mai mari decât viteza de planare.

Clasificarea transporturilor pneumatice se face în funcție de consumul de aer pentru un kilogram de material transportat, și anume :

a) transporturi de material cu densitate mică, care consumă 4 m^3 aer pentru un kilogram transportat, utilizând o instalație cu ventilator în tuburi, iar operația fiind analoagă cu o desprăfuire;

b) transporturi de material cu densitate medie, care consumă $2 - 4 \text{ m}^3$ aer pentru un kilogram transportat; sunt aplicabile la materiale cu greutatea specifică mai mică decât 150 kgf/m^3 . Necesită o instalație cu ventilator centrifug, care dă o presiune de $25 - 150 \text{ mm col. Hg}$;

c) transporturi de material cu densitate mare, care consumă $0,03 - 0,5 \text{ m}^3$ aer pentru un kilogram transportat; sunt aplicabile la materiale cu greutate specifică mare sau sub formă de bucăți. Transportul este posibil la înălțimi mari și la distanțe lungi. Instalația necesită compresoare sau aspiratoare care asigură o presiune sau o depresiune de $100 - 450 \text{ mm col. Hg}$.

Când amestecul a ajuns la locul de descărcare se face separarea aerului de materialul în suspensie, prin destindere (deci micșorare a vitezei) și prin filtrare. În fig. 52 este reprezentat un filtru de aer cu scuturare manuală.

Instalațiile de transport pneumatic se execută fixe sau mobile. După modul de funcționare ele se clasifică astfel : cu aspirație, cu presiune sau mixte.

Avantajele transportoarelor pneumatice sunt : transport complet automat, cheltuieli mici de serviciu și de supraveghere, menajarea materialului transportat, funcționare fără praf și fără pierderi, spațiu necesar mic și independență de intemperii. Cheltuielile de investiții sunt mari; ele pot fi reduse însă, adoptând diametri mici de conductă, în care caz crește însă consumul de energie.

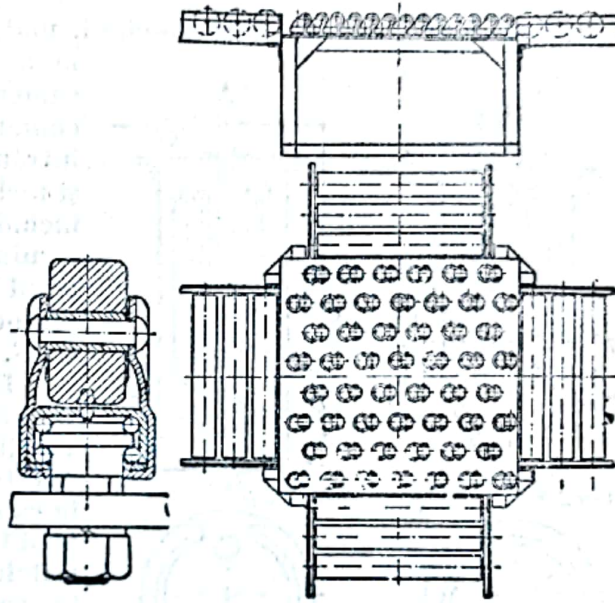


Fig. 51. Schimbarea direcției la transportoarele cu role.

O instalație pneumatică se compune din : capul de recepție, conducta de aspirație, cicloul de descărcare, filtrul de aer și aspiratorul sau ventilatorul. Instalațiile prin refulare se compun dintr'o suflantă, un recipient, ventilatorul. Instalațiile prin refulare se compun dintr'o suflantă, un recipient, o conductă de transport, depozitul de materiale, un cicloul de aer și un filtru de aer. În fig. 53 este redată schema principală a unui alimentator pneumatic cu două camere.

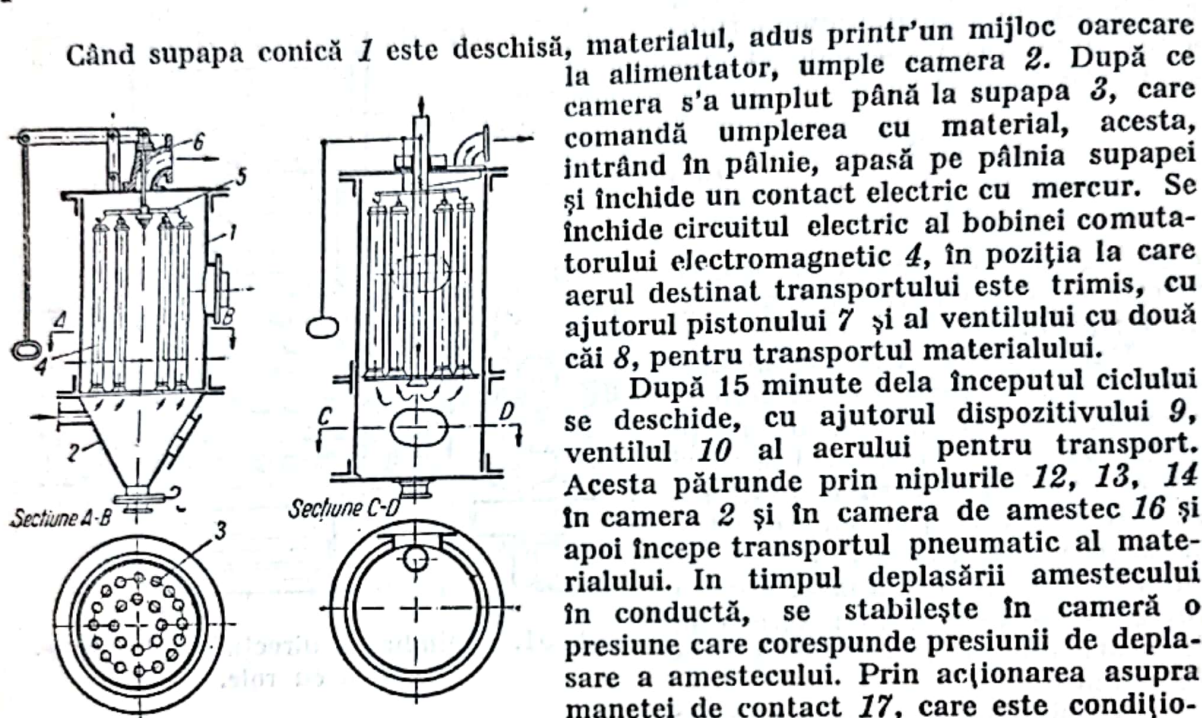


Fig. 52. Filtru de aer cu scuturare manuală :

- 1 - corpul filtrului ; 2 - camera inferioară ;
- 3 - capetele elementelor filtrante ; 4 - elemente filtrante ; 5 - dispozitiv de scuturare ;
- 6 - ieșirea gazelor desprăfuite.

execută cu ajutorul pistonului 5 care face să se deschidă supapa conică 6. Debitul se stabilește astfel încât durata descărcării este cu 3 minute mai scurtă decât durata încărcării. După terminarea descărcării camerei, instalația rămâne în repaus până când se umple a doua cameră. Iată ce cameră 15 se umple cu material până la nivelul supapei care alimentează umplerea, procesul pentru aceasta începe analog cu cel descris pentru camera 2.

Pentru calcul, se determină viteza de planare ; se admite, pentru materialul respectiv, o viteză de antrenare. Se adoptă o densitate de încărcare, care este cantitatea de material, în tone, transportată pe oră și pe metru pătrat de secțiune de tub. Din debitul orar al transportorului și din densitatea de încărcare rezultă secțiunea tubului. La acest diametru se ia, pentru materialul respectiv, un coeficient de amestec care este raportul dintre greutatea materialului transportat și greutatea aerului care transportă. Din valoarea coeficientului de amestec și din debitul orar rezultă volumul de aer necesar transportului. Se face o schemă a instalației cu lungimi și cu diametrele conductelor.

Determinarea pierderilor de presiune. Pierdere totală de presiune a aerului care transportă materialul, de la locul de introducere în conductă până la instalația de separare, se compune din :

1) pierdere de presiune H_m , pentru deplasarea materialului pe porțiunile drepte ale conductei;

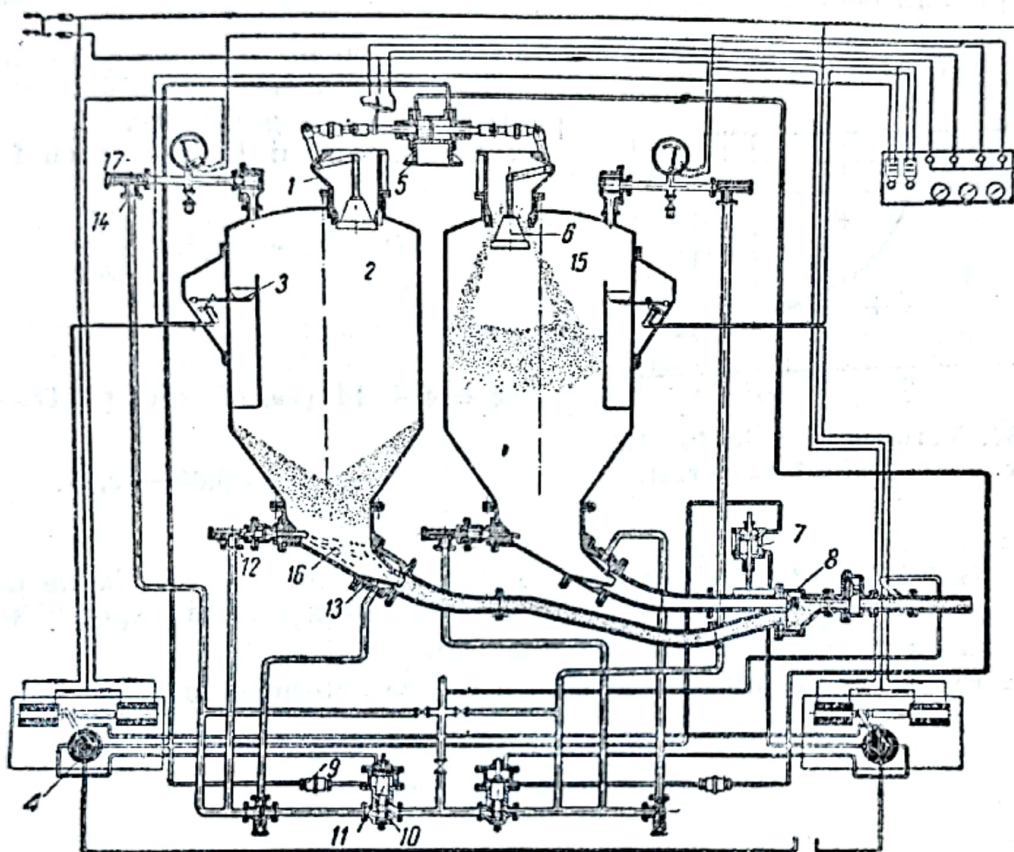


Fig. 53. Schema unui alimentator pneumatic cu două camere.

2) pierdere de presiune H_s , pentru introducerea materialului în conductă și transmiterea vitezei necesare;

3) pierdere de presiune H_k în coturi, ramificații, schimbări de direcții;

4) pierdere de presiune H_n , pentru ridicarea amestecului pe porțiunile verticale;

5) pierdere de presiune H_a pentru separarea materialului în separatoare (cicloane, filtre).

1. S'a stabilit experimental că :

$$H_m = \omega H_a, \quad (64)$$

unde :

H_a este pierdere de presiune, în cazul când pe conducte circulă aer curat.

$$\omega = \frac{H_m}{H_a} = 1 + \mu \operatorname{tg} \alpha, \quad (65)$$

unde $\operatorname{tg} \alpha$ este funcție de viteza aerului, de concentrația amestecului (μ) și de alte mărimi; este dată în graficul alăturat (fig. 54) în funcție de viteza aerului transportat.

μ are următoarele valori: pentru transport de ciment: $\mu = 22,5 - 60$ pentru transport de ciment de la 600 la 100 m, cu alimentator cu mele; $\mu = 16 - 45$ pentru transport de ciment de la 600 la 100 m, cu alimentator cu cameră.

Pentru instalații de transport de 20 - 200 m se ia $\mu = 10 - 35$.

Relația (65) este valabilă în special pentru materiale granulare.

2. Calculul lui H_s se face cu formula:

$$H_s = (c + \mu \varphi^2) \gamma_a \frac{v_a^2}{2g}, \quad (66)$$

unde:

$c = 4 - 14$ (valori mici pentru μ);

$$\varphi = \frac{v_m}{v_a} = 0,65 - 0,85,$$

unde:

v_m este viteza amestecului material-aer, în m/s. Se ia de 5 m/s la transportul orizontal și de 6-10 m/s la transportul vertical;

v_a — viteza aerului fără material.

3. Pierderile de presiune în coturi, H_k , se determină cu formula:

$$H_k = Q_{m,s} (1 - \sigma^{2n}) \frac{v_i^2}{2g}, \quad (67)$$

în care:

$Q_{m,s}$ este debitul, în kg/s;

σ — coeficient de reducere a vitezei prin șocuri (se ia $\sigma = 0,7$);

n — numărul teoretic de șocuri în cot;

v_i — viteza la intrare în cot, în m/s.

Cu cât $\frac{r_0}{d_c}$ este mai mare (r_0 = raza de curbura a ramificației; d_c = diametrul conductei), cu atât numărul n de șocuri este mai mare; n se alege din tabela 6.

Tabela 6

Numărul teoretic de șocuri în cot

$\frac{r_0}{d_c}$	0,5	1,0	2,0	4,0	6
n	0,75	0,94	1,22	1,67	2,04

Determinarea pierderilor în coturi se poate face și după metoda lungimii echivalente, l_e (tabela 7).

Tabelă de lungimi echivalente

Tabela 7

$\frac{r_0}{d_c}$	2	4	6	10	15	20
l_e în m la $\alpha = 90^\circ$	110	100	90	100	110	120
l_e în m la $\alpha = 120^\circ$	100	90	90	90	100	110

Valoarea lui l_e trebuie mărită cu 15 %, dacă se trece la material în bucăți mari (prundiș, cărbune, etc.).

4. Pierderile de presiune H_n pe porțiunile verticale se determină cu formula :

$$H_n = H'_n + H''_n$$

$$H_n = \gamma_a (1 + \mu) h_v + H_a (1 + x), \quad (68)$$

în care

h_v este înălțimea porțiunii verticale, în m ;

H_a — rezistența pentru aer curat, pe porțiunea dreaptă verticală ;

x — coeficient = 0,1 — 0,15.

5. Pierderile de presiune în separatoare se determină cu formula :

$$H_a = (\xi + \mu \varphi^2) \frac{\gamma_a v_a^2}{2g}, \quad (69)$$

în care ξ caracterizează pierderile pur hidraulice, la o micșorare bruscă a vitezei, iar $\mu \varphi^2$, pierderile prin formarea de vârtejuri la oprirea bruscă a particulelor de material.

La o serie de măsurători efectuate s'a găsit că pierderile totale în separatoare sunt de 150 — 300 mm col. apă.

Pierderile de presiune H_{a1} , în separatoare de praf centrifuge, sunt :

$$H_{a1} = \xi \frac{v_a^2 \gamma}{2g}, \quad (70)$$

în care $\xi = 1,5 - 2,5$.

Pierderile de presiune pentru filtre de pânză cu mecanisme de scuturare sunt de 50 — 100 mm col. apă.

Pierderile de presiune se calculează și cu formula empirică :

$$H_r = 0,3 \rho^{1,282} \quad (71)$$

în care, ρ , în $m^3/h.m^2$, este solicitarea specifică a țesăturii.

Exemplu. Să se calculeze diametrul conductei și presiunea ventilatorului pentru un transportor pneumatic care duce, pe o conductă de 40 m lungime, la o înălțime de 15 m, 50 t/h dintr'un material cu greutate specifică de 1,4 t/m³.

Rezolvare.

1. Se alege o viteză a amestecului $v_m = 9,75 \text{ m/s}$ (după cataloage sau date experimentate la transportoare analoage).

Viteza aerului pentru transportul acestui material se ia după tabele sau se calculează cu formula empirică:

$$v_a = 18,3 \sqrt{\gamma_m} = 18,3 \sqrt{1,4} = 22 \text{ m/s.}$$

Proporția de amestec aer-material se alege $\mu = 25$.

3. Dacă secțiunea A a conductei este:

$$A = \frac{Q}{\gamma_a v_a \mu \cdot 3600} = \frac{50\,000}{1,2 \cdot 22 \cdot 25 \cdot 3600} = 0,021 \text{ m}^2,$$

diametrul se calculează cu relația:

$$d = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} = 163 \text{ mm.}$$

4. Debitul de aer corespunzător acestor date este:

$$V = A v_a \cdot 3600 = 0,021 \times 22 \times 3600 = 1\,660 \text{ m}^3/\text{h.}$$

Dacă se ține seamă de pierderi, debitul trebuie majorat:

$$V = 1\,663 \cdot 1,15 = 1\,900 \text{ m}^3/\text{h.}$$

Rezistența amestecului de transportat se calculează după cum urmează:

5. Pierdere de presiune pentru deplasarea materialului pe porțiunea orizontală a conductei (65):

$$H_m = H_a (1 + \mu \operatorname{tg} \alpha) = 2,9 (1 + 25 \cdot 0,32) 40 = 1\,040 \text{ mm col. apă.}$$

6. Pierdere de presiune pentru introducerea materialului în conductă (66):

$$H_s = (c + \mu \varphi^2) \frac{v_a^2 \gamma_a}{2g} (10 + 25 \cdot 0,7^2) = \frac{22^2 \cdot 1,2}{2 \cdot 9,81} = 656 \text{ mm col. apă.}$$

7. Pierdere de presiune pentru ridicarea amestecului pe porțiunile verticale (68):

$$H_n = \gamma_a (1 + \mu) h_v + H_a (1 + x) = 1,2 (1 + 25) 15 + 2,9 (1 + 0,15) 15 = 518 \text{ mm col. apă.}$$

8. Pierdere de presiune în coturi (67):

$$H'_k = Q_{m,s} (1 - \sigma^{2n}) \frac{v_i^2}{2g} = \frac{50\,000}{3\,600} (1 - 0,7^4) \frac{22^2}{2g} = 260 \text{ mm col. apă.}$$

Având două coturi, pierdere de presiune în ele va fi:

$$H_k = 2H'_k = 520 \text{ mm col. apă.}$$

9. Pierdere totală de presiune este deci:

$$H' = 1\,040 + 656 + 518 + 520 = 2\,734 \text{ mm col. apă.}$$

Pierdere de presiune se majorează cu 20 % și se obține presiunea totală a ventilatorului:

$$H = 1,2 \cdot 2\,734 = 3\,280 \text{ mm col. apă.}$$

Tehnica sovietică a normalizat alimentatoarele instalațiilor pneumatice.

Diametrul melcului de alimentare poate fi de 150, 200 sau 250 mm și poate asigura un debit de 42, 50, 100 sau 170 t/h, pentru material cu granulatie sub 5 mm și cu greutatea specifică de $1,5 \text{ kgf/dm}^3$.

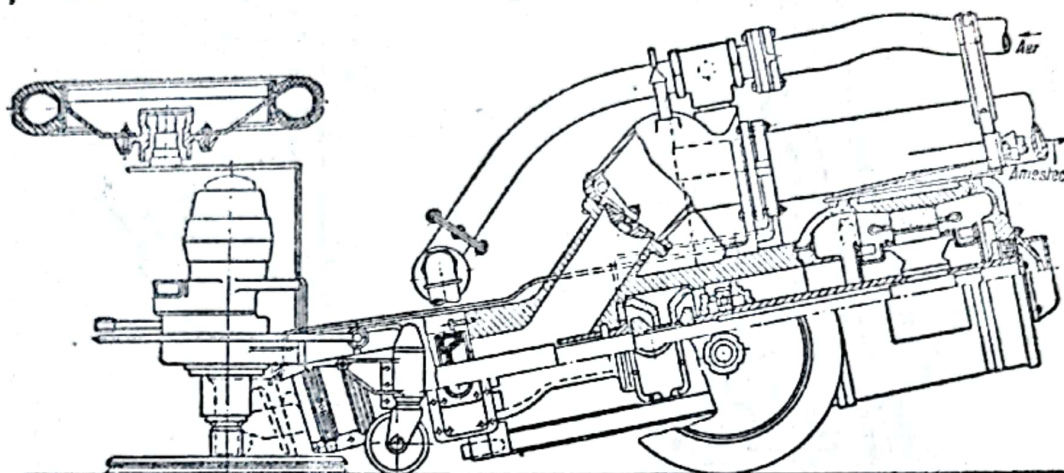


Fig. 55. Cap de absorbție pentru transportul pneumatic.

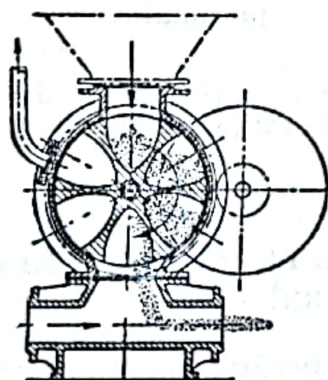


Fig. 56. Alimentator pentru transportul pneumatic.

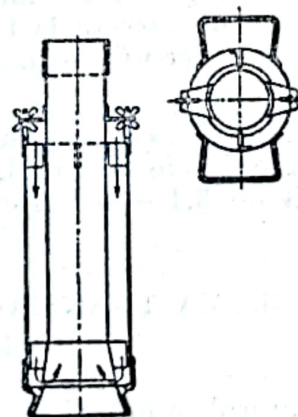


Fig. 57. Detalii: tub pentru transport pneumatic.

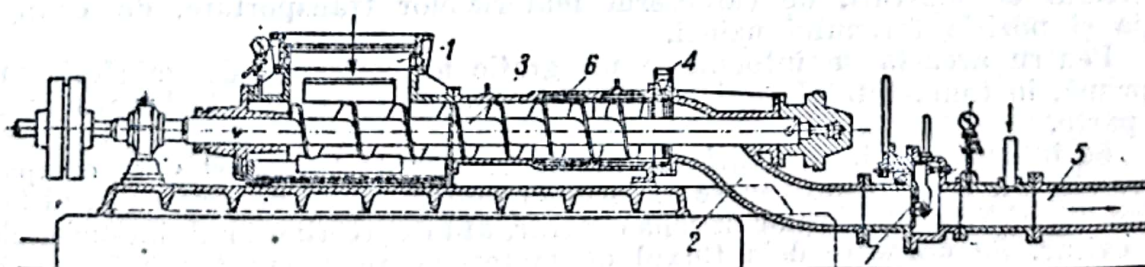


Fig. 58. Alimentator din siloz pentru transport pneumatic:

1—pâlnie; 2—cameră de amestec; 3—melc de alimentare cu praf; 4—injector;
5—conductă; 6—cusinet; 7—șiber.

Pentru distanțe care variază între 100 și 600 m, instalația necesită o presiune de aer de $1,4 - 2,45 \text{ kgf/cm}^2$ (fig. 55, 56, 57, 58, 59, 60). Diametrul tubului utilizat la transport este, de asemenea, corespunzător debitului și distanței.

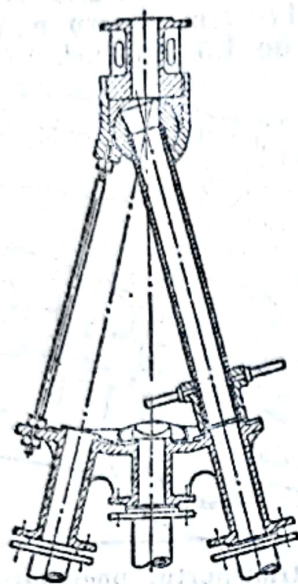


Fig. 59. Schimbător de direcții la transportul pneumatic.

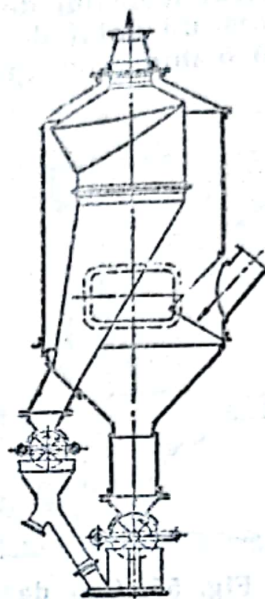


Fig. 60. Ciclonul transportorului pneumatic.

Sunt și instalații pneumatice alimentate cu cameră care asigură, de asemenea, debitele de 42,6, 105 și 170 t/h, la distanțe de 91 – 610 m, cu presiunea de 3,1 – 6 kgf/cm².

PROBLEMA TRANSPORTULUI ÎN CADRUL PLANULUI GENERAL AL UNEI UZINE CHIMICE

În capitolele anterioare s'a studiat problema fiecărui aparat de transport, precizându-se capacitatea, domeniul de aplicare și bazele de proiectare a fiecărei instalații.

Urmează să se studieze alegerea schemei de transport, în funcție de mărimea traficului de mărfuri, de caracterul materialelor transportate, de configurația și poziția terenului uzinei.

Pentru aceasta se întocmește un grafic al traficului de mărfuri, care exprimă, în tone, totalul zilnic al expedierilor și al sosirilor, la fiecare punct în parte.

Se întocmesc diferite variante ale schemelor de transport și se compară între ele, din punctul de vedere al întinerării fluxului de materiale, al lungimii lui, al lipsei mișcărilor în sens contrar, al întoarcerilor și al încrucișărilor de evitat. Se pornește de la fluxul de materiale, reprezentat sub formă de bandă, cu indicarea convențională a încărcării prin lățimea benzii la o scară aleasă (fig. 61).

Prin folosirea căilor ferate cu ecartament normal sau a autocamioanelor, se execută transportul exterior, adică aducerea materiilor prime în uzină și expedierea produselor finite și a deșeurilor.

În cazul când se stabilește necesitatea utilizării căilor ferate pentru transportul exterior, trebuie rezolvată problema legării uzinei proiectate cu rețeaua de cale ferată, în unul sau în două puncte de joncțiune. Se alege locul unde se

fac operațiile de primire și de predare și modul de transport al vagoanelor dela stația de triaj la uzină.

O mare importanță prezintă cota de nivel a punctului de joncțiune față de cota de nivel a terenului uzinei, deoarece lungimea liniei de garaj trebuie să asigure declivitățile admise la proiectarea și la construirea liniilor de garaj.

În interiorul uzinei se repartizează fluxul de materiale, după destinație; se aduc produsele finite și vagoanele goale, la stația de triaj, pe linii de cale ferată interioare, a căror schemă depinde de direcția și de intensitatea fluxului de materiale, de dimensiunile, de forma și de situația terenului uzinei.

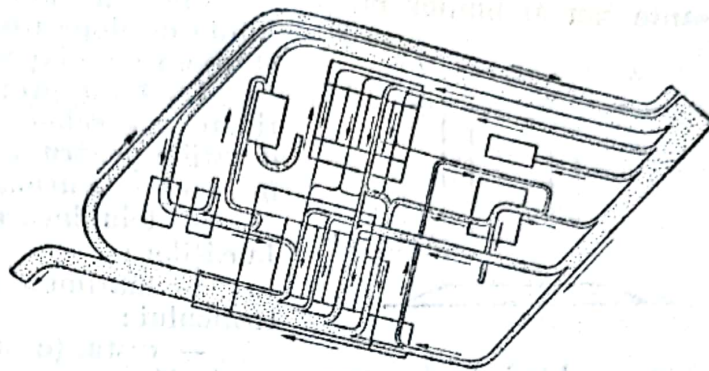


Fig. 61. Fluxul de materiale.

Schemele principale de transport pot avea trei variante:

continuă;

cu linii moarte;

în buclă.

Terenurile alungite permit să se adopte, la uzine cu trafic mare, schema continuă, care prezintă avantajul accelerării circulației materialului rulant, prin reducerea timpului de încărcare și de descărcare. Joncțiunea se face în două puncte.

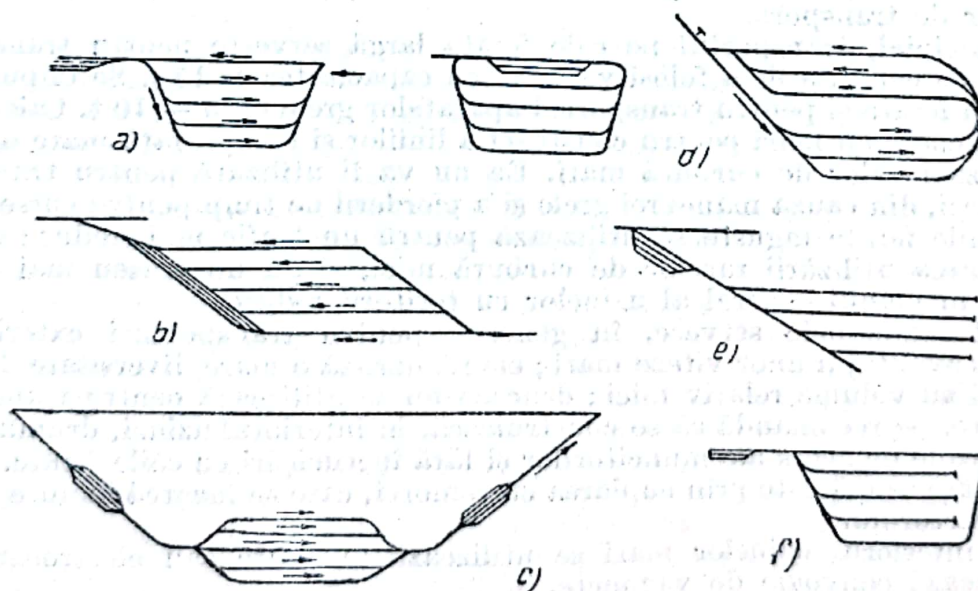


Fig. 62. Scheme de racordare a liniilor uzinale la rețeaua raională de cale ferată.

Când este un singur punct de joncțiune, se adoptă o schemă cu linii moarte, care impune un teren în formă de trapez sau de paralelogram și un trafic mic de materiale.

Schema în buclă necesită terenuri de dimensiuni mari.

În fig. 62 se arată diverse scheme pentru racordarea liniilor uzinale la rețeaua raională de cale ferată.

Liniile de cale ferată se introduc în clădirile uzinei numai când se transportă mărfuri în cantități mari sau piese grele și, de aceea, pentru descărcarea acestora se construiesc ateliere prevăzute cu macarale. Liniile ferate se montează dealungul axei longitudinale a clădirilor și sunt de tipul liniilor traversante sau al liniilor moarte. Paralel cu zidul clădirii trebuie să se prevadă liniile de depășire a clădirii (fig. 63), pentru a nu stânjeni circulația.

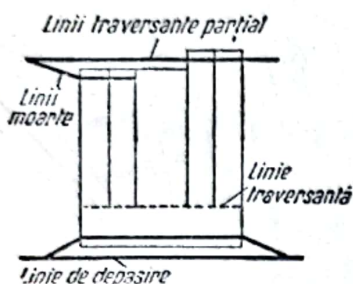


Fig. 63. Liniile de depășire.

La baza proiectării rețelei de transport interioare stă schema procesului tehnologic și considerațiile pentru alegerea mijloacelor de transport, în funcție de următorii factori :

- felul încărcăturii, greutatea și dimensiunile bucăților ;
- mărimea unei încărcături și intensitatea traficului ;
- distanțe de parcurs pe orizontală și pe verticală ;

— posibilitatea amplasării traseului și a utilajului de transport din punctul de vedere al gabaritului ;

- instalația de încărcare și de descărcare ;
- nevoile procesului tehnologic.

Alegerea mijloacelor de transport se face pe baza datelor practice, referitoare la utilajul care se poate construi în țară ; după stabilirea mai multor variante, acestea se compară între ele, din punct de vedere economic, alegându-se varianta care necesită cel mai mic cost de construcție și cele mai mici cheltuieli de exploatare pe unitatea de produs al uzinei. Se face apoi o proiectare amănunțită, care cuprinde studiul tehnic și economic al tuturor problemelor de transport.

Principal, transportul pe cale ferată largă servește pentru transporturi masive, cu condiția de a folosi vagoane cu capacitatea de 15 t. Se impune folosirea căii ferate și pentru transportul aparatelor grele de 5 — 10 t. Calea ferată necesită cheltuieli mari pentru construcția liniilor și o suprafață mare de teren, din cauza razelor de curbura mari. Ea nu va fi utilizată pentru transportul între secții, din cauza manevrei grele și a pierderii de timp pentru curse scurte.

Liniile ferate înguste se utilizează pentru un trafic mai redus ; ele dau posibilitatea utilizării razelor de curbura mici, și au un traseu mai ușor de realizat în planul general al uzinelor cu teritorii reduse.

Autocamioanele servesc, în general, pentru transporturi exterioare și prezintă avantajul unor viteze mari ; ele realizează o mare diversitate de încărcături și au volume relativ mici ; de aceea nu se utilizează pentru transporturi interioare. Se recomandă să se construiască, în interiorul uzinei, drumuri separate de căile de acces ale muncitorilor și fără încrucișări cu căile ferate. Gradul de utilizare se mărește prin cuplarea cu remorci, care se încarcă înainte de aducerea tractorului.

În interiorul uzinelor mari se utilizează autocare sau electrocare, care remorchează convoaie de vagonete.

Autocarele cu platforme mobile accelerează încărcarea și descărcarea încărcăturilor, însă necesită drumuri cu pavaj rezistent, suprafață netedă, pantă longitudinală de maximum 10% și existența platformelor mobile sau a lăzilor portabile.

Cărucioarele de mână se utilizează numai pe distanțe mici și pe drumuri bune ; ele au raze mici de curbura și o mare capacitate de manevrare ; drumul parcurs de încărcătură este foarte apropiat de distanța reală între punctul de expediere și punctul de primire.

Determinarea numărului de unități de material rulant de o anumită capacitate de încărcare se face pornind dela cantitatea de material de transportat la o distanță dată, în funcție de coeficientul de folosire a tonajului, de durata parcursului, de durata încărcării, de durata parcursului cu încărcătură și de durata descărcării.

Calculul se poate face pornind dela lucrul total de transport, exprimat în t/km; în acest caz, se începe dela viteza medie a itinerariului, dela timpul de încărcare și de descărcare, dela coeficientul de folosire a parcursului și dela lungimea totală a itinerariului.

Se admite un coeficient de utilizare a parcului de mijloace de transport definit ca raportul dintre timpul de lucru al unei unități în ciclul calculat și suma timpului de lucru, a timpului de reparații și a timpului de întrerupere a lucrului prin garare.

De aici rezultă necesitatea organizării încărcării și a descărcării prin mecanizarea operațiilor, prin amenajarea materialului rulant cu dispozitive speciale de descărcare, prin folosirea remorcilor și prin transportarea încărcăturilor în ambalaje speciale, portabile.

Rețeaua de transport interior trebuie să prevadă magaziiile de materii prime în prelungirea directă a liniilor de transport exterior. Secțiunile auxiliare trebuie să aibă legătură simplă și scurtă cu secțiunile consumatoare. Liniile de cale ferată nu trebuie să întretaie linia de scurgere a vagoanelor goale. Se va evita încrucișarea căilor ferate cu fluxul de oameni.

Prețul de cost al transporturilor, considerat ca suma costurilor de exploatare a materialului rulant, de exploatare a drumurilor și a liniilor, și a costului operațiilor de încărcare, trebuie să fie minim.

Costul de întreținere a unei unități de transport se compune din salariile personalului, din costul combustibilului, al energiei, din cheltuelile de reparații și din cota de amortizare.

Situația liniilor ferate interioare, dintre secții și depozit, trebuie să permită o descărcare ușoară; deaceia, platformele de descărcare se plasează la 1,10 m dela nivelul coroanei șinei. Nu se recomandă coborîrea liniilor sub nivelul pardoselii secției, deoarece se îngreunează canalizarea.

Secțiunile trebuie să aibă o astfel de poziție față de linia ferată, încât să se evite blocarea locomotivei cu vagoanele aduse pentru încărcare sau descărcare; linia de garaj trebuie să aibă lungimea necesară primirii garniturii celei mai lungi; trebuie să se evite curse lungi cu vagoanele împinse. După descărcare, garniturile goale trebuie duse la reîncărcare cu minimum de manevre.

Nu se vor face operații de încărcare și de descărcare pe liniile principale.

Ca măsură de siguranță se fixează gabaritul, adică limitele conturului transversal în interiorul căruia nu trebuie să intre nicio parte a construcției sau a utilajului și care nici nu trebuie să fie depășit de materialul rulant.

Se deosebesc gabarite de liberă trecere și gabarite de încărcare. Gabaritul de liberă trecere depinde de felul rețelei (electrificată sau neelectrificată) și de felul construcțiilor (rezistente la foc, ferite de aprindere sau expuse la foc).

Pentru liniile ferate curbe se lărgeste gabaritul curbei în interior și exterior, în funcție de raza curbei și de distanța dintre boghiuri.

La proiectarea liniilor de garaj trebuie să se precizeze schema de joncțiune, traseul, profilul longitudinal, razele de curbura, lățimea platformei și tipul suprastructurii.

În mod normal se vor alege raze de curbura cât mai mari, pentru a reduce uzura șinelor și cheltuelile de întreținere a liniei. Se vor evita însă raze de curbura prea mari, care măresc teritoriul uzinei și scumpesc transportul; deaceia, valoarea cea mai convenabilă a razei se obține prin studiul tehnico-economic, în funcție de tipul materialului rulant și de intensitatea traficului.

Liniile de primire și de expediere se construiesc în linie dreaptă și numai în anumite cazuri în curbă, dar având ramificațiile pe porțiunile drepte.

Aparatele pentru cuplarea vagoanelor limitează, de asemenea, valoarea minimă a razei de curbura. Viteza maximă este funcție de raza curbei. În curbe este obligatorie supraînălțarea șinei exterioare, în funcție de viteza medie admisă. Lungimea curbei de racordare, dacă nu se supraînălță șina exterioară, se ia egală cu raza.

La curba de racordare se calculează unghiul la centru, deplasarea arcului de cerc spre centru și lungimea aliniamentului tangent la curbă.

Liniile ferate interioare se instalează orizontal sau cu o declivitate maximă de 2,5‰. Lungimea minimă de garare a unei garnituri este de 100 m.

Proiectul terasamentului prevede scurgerea apelor, stratul de balast, cota de nivel a coroanelor șinelor și, de aceea, el este în legătură cu planul de nivelare a terenului și de evacuare a apelor.

Se deosebesc trei feluri de șine :

- normale,
- la cotă 0,
- cu strat de balast îngropat.

Suprastructura este caracterizată prin tipul șinelor, numărul de traverse și grosimea stratului de balast, și se alege în funcție de încărcătura maximă pe osie a materialului rulant și de intensitatea circulației.

Legarea liniilor se face prin macazuri, prin plăci turnante de întoarcere sau prin cărucioare de transbordare.

Macazurile au schimbătorul cu două ace, șinele de legătură și inima de încrucișare. Ramificațiile trebuie să aibe o lungime cât mai mică, dar să permită înscrierea în curbă a materialului rulant. Ele se caracterizează prin tangenta unghiului inimii.

Materialul rulant are următoarele caracteristici :

— Locomotivele se caracterizează prin serie, încărcătura maximă pe osii, greutatea locomotivei în stare de funcțiune, viteză, forță de tracțiune la obada roții, lungimea între tamponuri, lățimea și înălțimea.

— Vagoanele se caracterizează prin tip, numărul de osii, ecartament, capacitate de transport, tară, lungimea între tamponuri, lățimea, înălțimea, suprafața platformei, volumul cutiei, înălțimea dintre pardoseală și șină, lățimea și înălțimea ușii sau a oblonului, înălțimea dela partea inferioară a oblonului la șină.

Pentru stabilirea greutății maxime a trenului care poate fi deplasat cu tracțiune mecanică pe calea ferată proiectată se pornește dela forța tangențială de tracțiune la obada roții locomotivei, dela rezistențele de mers ale vagoanelor și locomotivei și dela rezistența suplimentară, datorită curbelor și rampelor.

La formarea trenurilor este necesar un număr suficient de vagoane cu frâne.

La proiectarea drumurilor din uzină se pleacă dela destinația drumurilor și dela intensitatea traficului, în t/zi.

Drumurile interioare se clasifică în drumuri principale, în drumuri între secții și în drumuri speciale (pentru electrocare, pentru tractoare și pentru pompieri).

Scara intensităților normale ale traficului este :

- sub 300 t/zi ;
- 300 — 700 t/zi ;
- 700 — 1 500 t/zi ;
- peste 1 500 t/zi.

În funcție de aceste date se admite o viteză maximă în linie dreaptă și în curbe de rază minimă ; se recomandă o lățime a părții carosabile și o rază minimă a curbelor.

La alegerea traseelor trebuie să se asigure vizibilitatea pe o distanță de cel puțin 30 m.

Pentru electrocare se proiectează fâșii de circulație, în funcție de gabaritul lor, lăsând o fâșie de siguranță la marginea drumului și între zonele de circulație.

Se stabilește, grafic, suprafața minimă necesară pentru întoarcerea electrocarului. Declivitățile longitudinale normale sunt de 3 – 4‰. La intersecțiile cu calea ferată se construiesc platforme orizontale, de ambele părți, cu lungimi care sunt în funcție de declivitatea drumului.

Drumurile pentru autocamioane și căruțe, paralele cu calea ferată, se construiesc la o distanță de 3 m de șina cea mai apropiată și se prevăd pante de scurgere.

Odată cu rețeaua de drumuri se proiectează trotoare și alee pentru pietoni. Pavajul trebuie să reziste presiunii roților vehiculelor în circulație, să nu producă praf sau noroi, să aibă o suprafață netedă și să permită utilizarea la maxim a materialelor locale.

DEPOZITAREA MATERIALELOR

Materialele primite de o uzină chimică suferă o serie de transformări în cadrul procesului tehnologic și trebuie depozitate sub formă de semifabricate sau de produse finite la diferite etape.

Imagazinarea se face în depozite universale sau speciale, care se clasifică astfel:

- 1) depozite de materii prime și auxiliare;
- 2) depozite de combustibili;
- 3) depozite de semifabricate;
- 4) depozite de scule;
- 5) depozite de produse finite;
- 6) depozite pentru deșeuri utilizabile.

Într-o uzină există depozite pentru întreaga fabrică, în care se păstrează stocurile principale de materiale, în vederea alimentării tuturor secțiilor, și depozite de ateliere, în care se găsesc materiale semifabricate și produse specifice secției.

Așezarea depozitelor este funcție de modul în care a fost rezolvată problema transporturilor, fiindcă ele se construiesc lângă căi ferate sau drumuri. Numai când există materiale inflamabile sau explozibile, se recomandă amplasarea depozitelor în afara întreprinderii.

La proiectarea depozitelor se pleacă dela normativele de stocuri de materii prime și auxiliare necesare procesului tehnologic, dela planul de producție și dela consumurile specifice.

În funcție de proprietățile materialelor de depozitat, se deosebesc următoarele feluri de depozite:

- a) depozite descoperite;
- b) șoproane;
- c) magazii acoperite, reci sau încălzite.

Depozitele descoperite se amenajează la nivelul solului sau pe platformă și constituie terenuri pavate, dotate cu un anumit utilaj. Platformele se fac din scânduri sau din grinzi și sunt împrejmuite cu scânduri care împiedică revărsarea materialelor afânate. Lăzile de depozitare sunt făcute din pereți fierși sau demontabili, cu înălțimea până la 2,5 m și servesc la depozitarea materialelor vărsate. Se poate prevedea și un acoperiș cu o singură pantă, care să ferească de ploaie materialele alterabile.

Pereții de susținere permit mărirea înălțimii grămezii descărcate și deci restrângerea terenului de depozitare; se fac din stâlpi căptușiți cu scânduri și așezați dealungul liniei de descărcare.

Rampele ușurează operațiile de descărcare și permit obținerea unor grămezi cu volum mai mare. Se amenajează pentru căi ferate sau drumuri, la un nivel superior terenului de depozitare, și sunt prevăzute cu intrări în pantă.

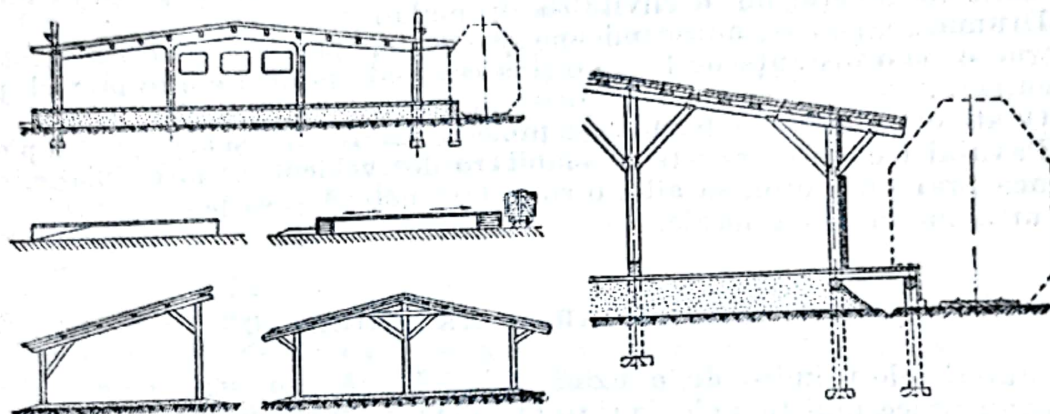


Fig. 64. Așezarea șoproanelor.

Șoproanele (fig. 64) sunt formate dintr'un acoperiș, susținut de stâlpi, care ferește de umezeală materialele așezate pe o podea, situată la nivelul terenului sau la o înălțime de 1,1 m. Streașina acoperișului se construiește în funcție de gabaritul mijlocului de transport.

Magaziile acoperite pot fi cu etaj sau fără etaj și au înălțimea în funcție de grosimea de stivuire admisă pentru materialul respectiv și în funcție de gradul de mecanizare a operației de stivuire. Se construiesc magazii cu mai multe etaje, când terenul este mic și este nevoie de suprafețe mari de depozitare. Se admite, pe planșee, o încărcare de $1,5 \text{ t/m}^2$; se construiesc magazii cu mai multe etaje și cu subsol. Magaziile cu mai multe etaje se echipează cu ascensoare pentru transport vertical, instalate în apropierea porții, pentru ca, de pe rampă, căruciorul să intre direct în cabină.

Depozitele subterane se construiesc pentru materialele inflamabile; în partea de deasupra a solului se prevăd ferestre. Materialul se coboară în depozit prin chepenguri sau pe plane înclinate.

În funcție de materialele depozitate, podeaua magaziei poate fi de lemn, asfalt, beton, xilolit, clinker, de pietre de pavaj, de beton rezistent la acizi sau de asfalt rezistent la uleiuri. Fundațiile podelei se calculează în funcție de solicitările exterioare. Se realizează treceri continue dela podea la margini, pentru a nu împiedica circulația.

În cele două părți longitudinale se construiesc rampe de încărcare și descărcare, apărute de streașină (fig. 65).

Porțile se fac din lemn sau din metal, cu balamale sau de tip glisant, care nu necesită, la deschidere, spații libere. Porțile nu se fac cu prag și au dimensiunile în funcție de mijlocul de transport. Iluminarea magaziiilor se face în mod natural, prin ferestre și luminatoare prevăzute în pereți, la o înălțime mare dela podea, pentru ca lumina să nu se oprească în polițe. Fereastra se așează de obicei deasupra streașinei, pentru a nu împiedica iluminatul natural.

Dacă în magazie urmează să se efectueze operații de sortare, împachetare, recepție sau eliberare de materiale, se va prevedea o iluminare mai mare decât 30 luxi. Se prevede și iluminarea artificială a magaziei care să asigure distri-

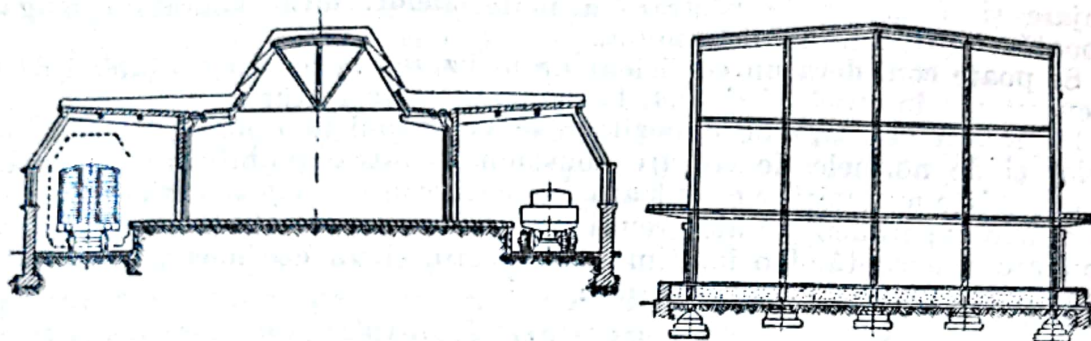


Fig. 65. Așezarea rampelor la magazie.

buirea uniformă a luminii. La depozitele de materiale inflamabile, iluminatul se face din exterior și cu măsuri de precauție contra exploziilor.

Încălzirea se face numai în cazul când materialele trebuie păstrate la o temperatură constantă sau când personalul de serviciu este obligat să lucreze continuu. Magaziile încălzite vor avea, la porți, perdele de aer izolatoare de căldură.

Dispozitivele de încălzire sunt de tip central, au suprafețe netede, pentru a nu reține praful și realizează o semi-încălzire ($5 - 6^{\circ}\text{C}$) sau o încălzire ($12 - 14^{\circ}\text{C}$).

În funcție de natura și de forma materialului depozitat se dimensionează și se construiesc rafturi universale sau speciale.

Rafturile universale (fig. 66) au polițe cu despărțituri sau cu sertare și sunt făcute din lemn sau din metal, cu o înălțime de maximum 3,5 m. Rafturile se compun din secțiuni și au în plan orizontal dimensiuni normalizate, în U.R.S.S., de 0,6/1,2 m.

La fiecare 30 m se lasă, în magazii, o trecere transversală dela un capăt la altul, de lărgimea ușii. Între rafturi se lasă o trecere de 1,2 m, dacă se trece cu cărucioare.

La magazii se deosebesc:

- suprafața utilă, care este ocupată direct de rafturi, stive, material;
- suprafața operativă, care cuprinde trecerile, locurile de sortare, de recepție, de eliberare a mărfurilor, de cântărire și încăperile de serviciu;
- suprafața de construcție, ocupată de pereți despărțitori, stâlpi, scări, ascensoare.

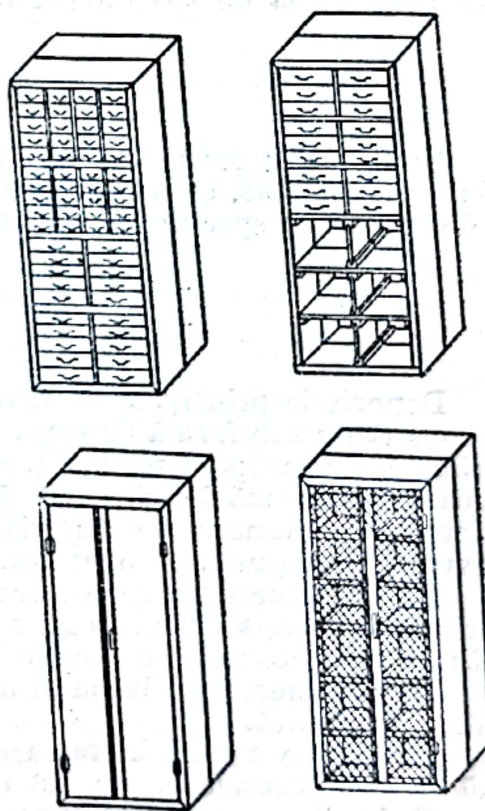


Fig. 66. Rafturi universale.

Locurile de recepție se proiectează lângă rampa de descărcare, iar posturile de eliberare, lângă rampa de încărcare.

Se vor alege astfel configurația clădirii, distanța între stâlpi, modul de aranjare și metodele de păstrare a materialelor, încât suprafața magaziei să poată fi utilizată la maximum.

Se poate considera un coeficient de utilizare normală a suprafeței de 0,7, la depozitarea în stivă, și de 0,4, la depozitarea în rafturi.

Suprafața necesară de depozitare se va stabili în funcție de felul materialelor și de normele de stocare consemnate într-o planificare a magaziei.

Suprafața magaziei se calculează de obicei prin metoda solicitărilor, pornind de la datele experimentale ale greutateilor volumetrice reale pentru materialele depozitate și acceptând o înălțime de stivuire și un coeficient λ de utilizare a suprafeței. Relația de calcul este :

$$S = \frac{Q}{\gamma h \lambda} \quad (72)$$

Când materialele se ambalează în lăzi, calculul se face aflând suprafața necesară din numărul coletelor, m , greutatea unui colet p , lungimea a și lățimea b a coletului, numărul de rânduri pe înălțime și coeficientul de rectificarea β , care ține seamă de spațiul gol rămas între colete. Relația de calcul este :

$$S = \frac{Qab\beta}{pm} \quad (73)$$

Numărul de rafturi, n , se poate calcula în funcție de greutatea materialului de depozitat, Q , de coeficientul empiric α de completare a volumului V , și de greutatea specifică γ a materialului. Relația de calcul este :

$$n = \frac{Q}{V\alpha\gamma} \quad (74)$$

Depozitele principale de materii prime sau auxiliare și de produse finite se construiesc sub formă de șopron, de încăpere închisă neîncălzită, de încăpere încălzită, de încăpere semisubterană sau întunecată în mod special. Magaziile centrale se așază lângă calea ferată și secțiile principale; suprafața lor se calculează în funcție de material, de metoda de păstrare și de înălțimea de stivuire, admitându-se o greutate specifică medie de așezare.

Magaziile de scule se construiesc central sau pe secții; se prevăd despărțituri pentru secția de încărcări a abrazivelor, pentru secția de instrumente de măsură și de control, de scule de tăiat, etc.

Se proiectează un birou al depozitului și o secție de sortare a sculelor, cu intrare separată.

Sculele se așază în rafturi, între care se lasă o trecere principală de 1,5 m, sau secundară, de 0,8 m.

Rafturile sunt așezate în camere încălzite; se construiesc de obicei în trepte, cu sau fără polițe mobile. Rafturile pot să fie de lemn sau metalice, cu sau fără despărțituri.

Se prevăd camere pentru distribuirea sculelor și ateliere pentru ascuțirea lor.

În general se calculează ca fiind necesară o suprafață de 0,25 m² din magazia de scule pentru fiecare muncitor deservit.

Materialele de șters se depozitează în baloturi și prezintă pericolul de aprindere, de întărire sau de putrezire. La desfacerea baloturilor se răspândește mult praf, și de aceea, materialele de șters se țin în magazine speciale, așezând

baloturile în stive, pe grătare de lemn. Desfacerea baloturilor se face pe platforme speciale de sortare. Există încăperi pentru regenerarea materialelor de șters, imbibate cu ulei.

Materialele vărsate se păstrează în lăzi mari sau în silozuri.

Silozurile sunt celule cu secțiunea pătrată, poligonală sau circulară, având în partea de jos o porțiune conică pentru descărcare și putând fi încărcate, cu ajutorul aparatelor de transport, pe la partea superioară.

Caracteristic pentru un siloz este raportul dintre lățimea și înălțimea determinată de intersecția liniei taluzului cu suprafața materialului vărsat.

La silozurile mici, numite buncăre (fig. 67), raportul este mare, pe când la silozurile mari, raportul este mic; linia taluzului întâlnește perețele vertical opus înainte de întretărirea sa cu suprafața materialului vărsat.

Pentru cărbune și cocs se recomandă buncăre, iar pentru materialul pulverulent se recomandă silozuri mari, cu o presiune laterală asupra pereților de 0,3 — 0,16 din presiunea verticală.

Presiunea laterală maximă ia naștere în momentul unei încărcări repezi. Pentru silozurile cu latura până la 4 m se recomandă secțiunea pătrată. Când această cifră este depășită, se recomandă secțiunea circulară. În fig. 68 sunt arătate silozuri cu descărcarea din vagoane de cale ferată și cu încărcare în autocamioane.

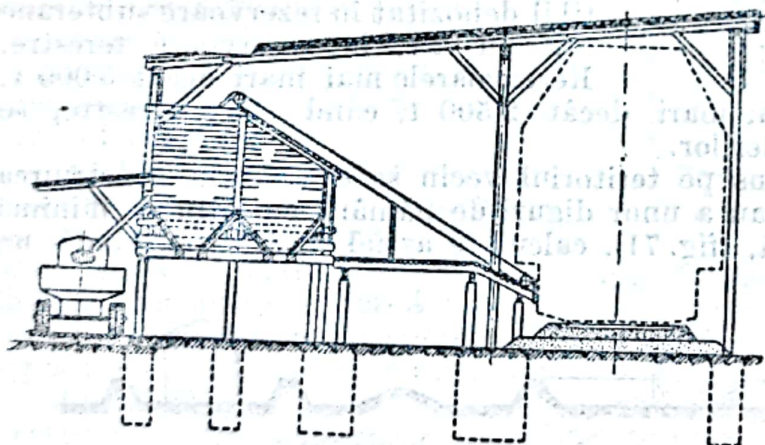


Fig. 68. Silozuri cu descărcare din vagoane.

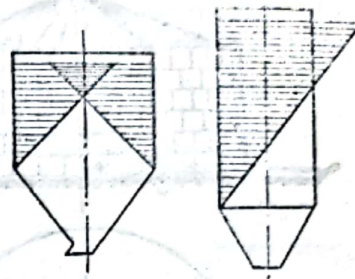


Fig. 67. Buncăre.

Depozitarea lichidelor se face în rezervoare sau în recipiente; din această categorie fac parte combustibili lichizi, lubrifianții, lacurile, vopselele, solvenții și diverși reactivi.

Rezervoarele se clasifică în: subterane, semi-subterane și terestre.

Depozitele subterane au punctul cel mai înalt cu 0,2 m mai jos decât cota terenului învecinat.

Rezervoarele semi-subterane au fundul re-

zervorului la o adâncime mai mare decât jumătatea înălțimii, iar nivelul în rezervor nu poate depăși cota terenului învecinat cu mai mult decât 2 m.

Celelalte rezervoare intră în categoria rezervoarelor terestre.

OST 90015-39 stabilește normele de siguranță contra incendiilor, determinând intervalul necesar între clădiri și rezervoarele situate deasupra solului.

OST 90039-39 stabilește distanțele dintre rezervoarele situate deasupra solului și construcțiile, teritoriile și drumurile învecinate, în funcție de categoria procesului tehnologic, de gradul de rezistență al clădirii, de capacitatea totală a depozitului și de natura inflamabilității lichidului.

La construcțiile subterane, normele de distanță se micșorează cu 50% iar la construcțiile semisubterane, cu 25%.

Rezervoarele terestre se construiesc izolate sau în grup; ele pot fi cilindrice (fig. 69) verticale, sudate sau nituite.

Terenul destinat instalării rezervoarelor se curăță de vegetații, se nivelează, dându-se o înclinare spre partea drenajelor, și se acoperă cu un strat de pietriș. Nu se admite înclinarea lui spre clădirile învecinate.

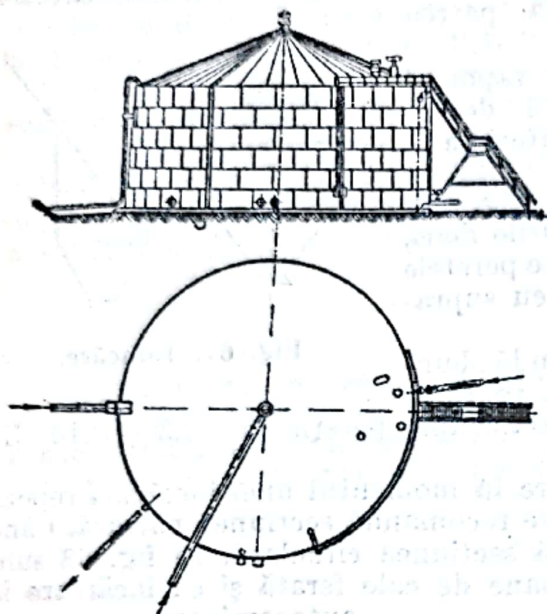


Fig. 69. Rezervor cilindric.

Când se formează grupul de rezervoare, se ține seamă să nu se depoziteze în rezervoare terestre mai mult decât 500 t material ușor inflamabil sau 2500 t combustibil. În rezervoare subterane se pot depozita 1000 t materiale ușor inflamabile sau 5000 t combustibil.

La depozitele mixte se ține seamă că 5 t combustibil sunt echivalente cu 1 t lichid inflamabil. Depozite de 5000 t combustibil se pot admite numai dacă temperatura de aprindere a vaporilor e mai înaltă decât 120°C. La păstrarea în butoaie se va considera că 1 t combustibil depozitat în butoaie echivalează cu 10 t combustibil depozitat în rezervoare subterane sau cu 2 t, în rezervoare terestre.

Rezervoarele mai mari decât 5000 t, când sunt subterane, sau mai mari decât 2500 t, când sunt terestre, se instalează în afara întreprinderilor.

Scurgerea lichidului aprins pe teritoriul vecin se evită prin construirea unor ziduri rezistente la foc sau a unor diguri de pământ cu lățimea minimă de 0,5 m la partea superioară, (fig. 71), calculate astfel, încât să cuprindă un

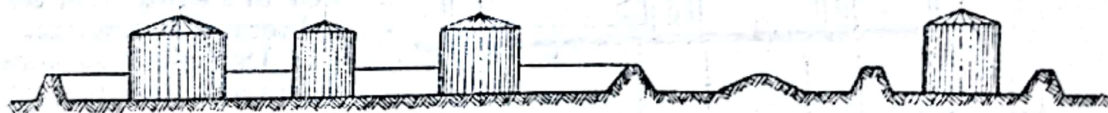


Fig. 70. Diguri de pământ pentru protecție.

volum egal cu jumătate din capacitatea grupului de rezervoare împrejmuite. Se instalează bazine cu rețele de scurgere, care să descarce zidurile sau digurile de protecție.

Distanța dela rezervor la zidul de protecție nu trebuie să fie mai mică decât jumătate din diametrul rezervorului celui mai apropiat și în niciun caz mai mică decât 5 m. Între zidurile de protecție a grupelor de rezervoare învecinate se lasă 40 m, dacă ele sunt terestre, sau 30 m, dacă sunt subterane.

Zidurile de protecție servesc la evitarea proiectării lichidelor inflamabile din rezervoarele explodate, sau ca bazin de captare a materialelor scurse din rezervor.

Rezervoarele ermetice trebuie împrejmuite neapărat întrucât în caz de incendiu, sunt posibile explodarea și distrugerea rezervorului. Nu se admit podețe de scânduri între rezervoare.

În rezervoare subterane, lichidele inflamabile se păstrează cu mai multă siguranță și, totodată, se obține micșorarea gradului de evaporare și se înlătură scurgerea lichidului pe terenul învecinat, în caz de incendiu. Lichidele vâscoase păstrate în rezervoare subterane rămân fluide timp mai îndelungat, după încălzire, întrucât pierderile de căldură sunt mai mici. Depozitele subterane se pot realiza printr-o serie de cisterne cilindrice orizontale, prevăzute cu țevi de scurgere și de evacuare.

Rezervoarele subterane vor fi ferite de influența razelor solare, printr'un strat de pământ de cel puțin 20 cm, și de coroziune, prin materiale izolante aplicate după ce s'a făcut proba de etanșeitate.

Pentru a se canaliza sarcinile electrice care iau naștere prin scurgerea lichidului în conducte, rezervoarele metalice sunt legate electric la pământ prin bare metalice care se scot de sub izolație și se îngroapă în pământ.

Rezervoarele subterane se încarcă prin scurgere liberă, cu conducte-sifon, din cisterne sau din autocisterne.

Trebuie să se poată descărca simultan diferite categorii de lichide, din mai multe cisterne, și să se poată trece lichidul, din orice cisternă în orice rezervor, fără a fi necesară deplasarea cisternei în lungul liniei de garaj.

Lichidele vâscoase trebuie încălzite cu abur sau cu apă fierbinte, cu curent electric sau prin adăugarea unei fracțiuni preîncălzite.

De obicei se montează pe fundul rezervoarelor o serpentină cu diametrul de 12 — 25 mm care servește la încălzirea cu abur.

În mod excepțional se admite depozitarea a maximum 2 t lichide inflamabile în despărțituri izolate ale diferitelor secții sau depozitarea lichidelor combustibile în pivnițele clădirilor, dacă acestea au planșee rezistente la foc.

Depozitele provizorii, cu o capacitate până la 5 t, pot fi expuse pericolului de incendii, și de aceea, trebuie luate toate măsurile de apărare contra acestora.

Depozitele provizorii pentru lichide inflamabile în recipiente se amenajează asigurându-se cu un strat de pământ bătut 9, o podea de beton aluminos 8, peste care se pune un grilaj demontabil de lemn 7. Acoperișul se face din scânduri 6, peste care se așează un strat izolant de carton asfaltat 5, apoi un strat de pământ uscat 4, unul de argilă grasă frământată 3 și un strat de gazon 2. Depozitul trebuie prevăzut cu o țevă de aerisire 1.

În depozite se admite așezarea pe un singur rând a butoaielor cu lichide ușor inflamabile, iar a lichidelor combustibile, în stive, dar în depozite separate (fig. 71).

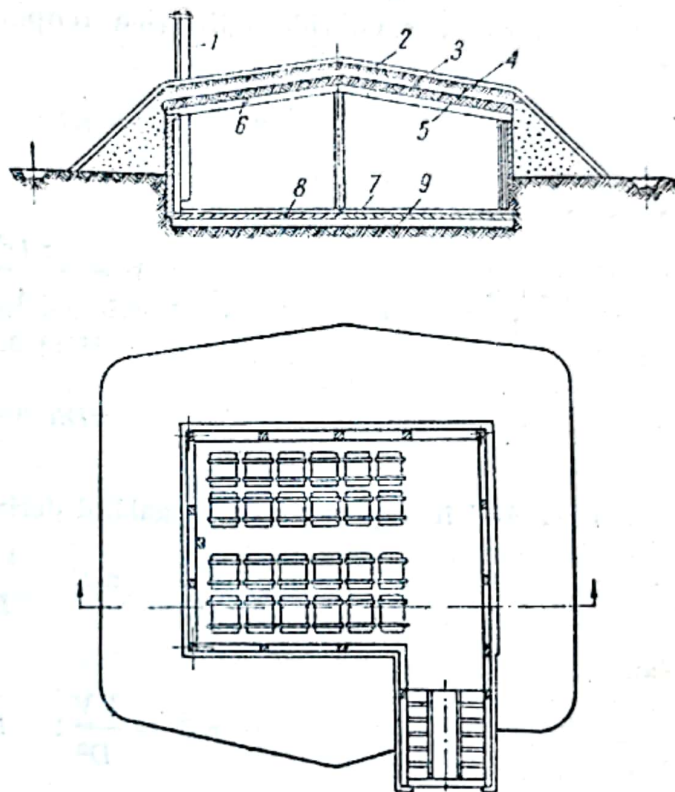


Fig. 71. Depozit subteran de butoaie cu lichid inflamabil.

Calculul de proiectare a silozurilor și a rezervoarelor este, în general, un calcul economic, deoarece trebuie aflat diametrul economic care, pentru un volum dat, asigură suprafața minimă.

Suprafața laterală a silozului cilindric este :

$$A = \pi D h + \frac{2 \pi D^2}{4} = \pi D \left(h + \frac{D}{2} \right), \quad (75)$$

Pentru rezervoarele cilindrice acoperite, înălțimea trebuie să fie egală cu diametrul :

$$A = 2 \frac{\pi D^2}{4} + \pi D h = \frac{\pi D^2}{2} + \frac{4 V}{D}$$

deoarece :

$$V = \frac{\pi D^2}{4} h,$$

deci :

$$\pi D h = \frac{4 V}{D},$$

Derivând în raport cu D și egalând derivata cu zero, se ajunge la :

$$\frac{dA}{dD} = \pi D - \frac{4 V}{D^2} = 0$$

sau

$$\pi D = \frac{4 V}{D^2}; \quad D^3 = \frac{4 V}{\pi}.$$

Înlocuind

$$V = \frac{\pi D^2}{4} h$$

se găsește :

$$D^3 = \frac{4 \pi D^2}{4 \pi} h$$

sau, după simplificare,

$$D = h. \quad (76)$$

Pentru rezervoarele descoperite, diametrul economic este egal cu de două ori înălțimea,

$$A = \frac{\pi D^2}{4} + \frac{4 V}{D}$$

$$\frac{dA}{dD} = \frac{\pi D}{2} - \frac{4 V}{D^2} \quad (77)$$

$$D = 2h.$$

Rezervoarele paralelipipedice pot fi, deasemenea, dimensionate economic, pe baza aceluiași principii, și se ajunge la concluzia că un rezervor paralelipipedic acoperit trebuie să aibă formă cubică

$$V = abc; a = \frac{V}{bc}$$

$$A = 2(ab + bc + ca) = 2\left(\frac{V}{c} + bc + \frac{V}{b}\right)$$

$$\frac{dA}{dc} = 2\left(-\frac{V}{c^2} + b\right) = 0$$

$$b = \frac{V}{c^2}; c^2 = \frac{V}{b} = ac; c = a = b.$$

Pentru rezervoarele paralelipipedice descoperite, dimensiunea economică impune ca lățimea și lungimea să fie egale cu de două ori înălțimea:

$$V = abc; a = \frac{V}{bc}$$

$$A = 2(ab + ca) + bc = 2\left(\frac{V}{c} + \frac{V}{b}\right) + bc$$

$$\frac{dA}{dc} = 2\left(-\frac{V}{c^2}\right) + b = 0$$

$$b = \frac{2V}{c^2}; c^2 = \frac{2V}{b} = 2ac.$$

$$c = 2a.$$

Derivând în raport cu b , se obține,

$$b = 2a.$$

Materialele de construcție uzuale sunt de obicei table de cazangerie OL 37, 42 sau 48 și table de construcții OL 33, 37, 42, 48 sau 57. Se va urmări ca materialul să poată fi sudat electric sau oxiacetilenic, cu sau fără aport de material. În R.P.R., pentru oțeluri sunt obligatorii normele STAS 1988-51, 1946-50, 505-51 și 901-50.

În industria chimică se folosesc și rezervoare de oțeluri speciale, care au o limită elastică înaltă (adaus Cr, Cu, Mn) sau o viteză mică de curgere la temperaturi înalte (Ni, Cr, Mo sau Cr, Mo, Mn).

Oțelurile refractare utilizate în construcția rezervoarelor au 20 — 30% Cr și 8 — 15% Ni și trebuie să conțină sub 0,2% carbon, pentru temperaturi între 900 și 1 000°C, și sub 0,3% carbon, pentru temperaturi între 1000 și 1200°C.

Rezistența admisibilă se calculează pornind de la rezistența la rupere sau de la limita de curgere, prin împărțire cu coeficientul de siguranță, care depinde de natura materialului și de modul de îmbinare.

Pentru temperaturi peste 300°C, calculul trebuie să se facă, în mod obligatoriu, pornind de la limita de curgere.

La temperaturi înalte, calculul se face pornind dela rezistența la rupere, dar se mărește coeficientul de siguranță știind că, peste o anumită temperatură, nu rezistența efectivă, care rămâne mai mică decât rezistența admisibilă, e hotărâtoare, ci viteza de curgere a materialului la acea temperatură.

Practic se consideră că un aparat rezistă la temperatură înaltă atunci când viteza de curgere a materialului a rămas mai mică decât $5 \cdot 10^{-7} \%$ pe oră între ora a 25-a și a 35-a.

La calculul grosimii aparatului trebuie să se țină seama, afară de solicitările datorite presiunii interioare sau exterioare, și de eforturile datorite variației de temperatură, de eforturile dinamice, de condițiile constructive, de acțiunea vântului, de acțiunea greutății proprii, de presiunea pe pereți, de reacțiile reazimelor, etc.

Trebuie verificat dacă grosimea minimă nu este mai mică decât 5 mm, pentru oțel laminat nituit, decât 7 mm, pentru oțel laminat sudat normal, decât 8 mm pentru oțel turnat și decât 10 mm, pentru fontă.

Oțelul inoxidabil permite construirea unor aparate cu grosimea minimă de 1 mm; cuprul sudat, 2 mm; cuprul nituit, 4 mm; aluminiul sudat, 2 mm, iar aluminiul nituit, 4 mm.

Grosimea tablei trebuie supradimensionată, pentru a ține seamă de toleranțele de fabricație, de condițiile speciale de lucru ale rezervorului și de acțiunea corozivă a materialului.

Rezervoarele cilindrice cu ax vertical, care servesc la depozitarea țiteiului și a produselor petroliere lichide sunt standardizate în STAS 2404-51.

Pentru gazele lichefiate, ca și pentru gazele sub presiune, normele STAS 2666-51 prevăd trepte de diametri exteriori și capacitatea rezervoarelor.

Depozitele de materiale în stare solidă, care trebuie să conțină un stoc corespunzător nevoilor întreprinderii pe câteva luni, se așează, în funcție de condițiile locale, lângă secția consumatoare și în apropierea căii ferate.

Modul de construcție a unor astfel de depozite în aer liber trebuie să asigure înlăturarea pierderilor prin oxidare, prevenirea autoaprinderilor și mecanizarea încărcării și a descărcării.

Depozitele de cărbuni prezintă, în general, pericolul de autoaprindere și, deaceia, în normele sovietice cărbunii se clasifică în cărbuni periculoși și în cărbuni stabili, și se recomandă limitarea înălțimii de așezare, prin îndepărtarea cărbunilor încinși și prin îndesarea cărbunilor în stivă, pentru a împiedica infiltrarea aerului. Se recomandă să nu se amestece cărbunii, ci să se depoziteze pe sorturi diferite, în stive separate.

Pentru depozitele în aer liber se rezervă terenuri neinundabile, iar cota apelor subterane va fi coborâtă prin șanțuri de drenaj sau prin puțuri absorbante. Nivelarea terenului trebuie să asigure evacuarea apelor de ploaie în afara terenului depozitului.

Terenul se prevede cu un strat acoperitor, bun conducător de căldură, pentru a nu favoriza înmagazinarea de căldură în stive prin oxidarea materialelor depozitate.

Se prescrie durata maximă de depozitare a diferitelor materiale, pentru a se evita autoaprinderea.

La dimensionarea depozitului se pleacă dela cantitatea maximă care trebuie depozitată și se lasă un spațiu liber egal cu cel puțin $1/6$ din suprafața stivelor, care să permită împrăștierea materialului, pentru răcirea lui în caz de autoaprindere.

Depozitele se leagă cu drumuri și trebuie să aibe treceri transversale, circulare sau în formă de platformă.

Ca și la rezervoarele de combustibili, la stivele de cărbune trebuie să se păstreze, după mărimea lor, o distanță prescrisă până la clădiri. Această

distanță depinde de mărimea stocului și de modul de comportare la incendiu a construcției respective.

Depozitele acoperite trebuie să comunice cu drumul pe o singură parte; se admit podele și pereți, în funcție de modul de comportare a materialului la autoaprindere.

Depozitele trebuie mecanizate în ce privește transportul, pentru ca încărcarea, descărcarea, transportul și repartizarea în stive să se poată face pe tot teritoriul depozitului.

În general se utilizează benzi de transport, scrapere, transportoare cu jghiab și mașini mobile de transport.

Se utilizează depozitele cu căi ferate normale și înguste de tip permanent sau provizoriu.

Buteliile pentru gaze comprimate sau lichefiate se păstrează în depozite speciale neîncălzite, rezistente la foc și așezate la cel puțin 25 m de alte construcții.

Buteliile se așează vertical sau în stive.

Când depozitarea buteliilor se face în magazine mici sau în camere în care se sudează, fiecare butelie se fixează de perete cu un lanț. Buteliile goale se păstrează orizontal, în rânduri despărțite cu șabloane de lemn sau de metal.

Buteliile cu gaze combustibile diferite se păstrează în încăperi separate; se amestecă numai butelii cu gaze diferite necombustibile. Buteliile goale se păstrează în încăperi închise.

Buteliile pentru gaz petrolier lichefiat sunt standardizate în STAS 2666-51.

AMBALAJE

Materialele studiate pentru transport și depozitare sunt materiale masive sau în bucăți, de volum mare sau mic, grele sau ușoare, cu formă stabilă sau variabilă, rezistente sau fragile.

Pentru a scădea costul manoperei pe unitate, pentru a scurta timpul de încărcare și de descărcare, pentru a reduce degradarea prin încărcări și descărcări și pentru a ușura și a accelera circulația, s'a impus să se manipuleze mai multe bucăți de material, deodată.

În funcție de dimensiunile produsului și de procesul tehnologic se stabilesc volumul și cantitatea de transportat, traseul materialului și debitul necesar pe schimb pentru a asigura un proces continuu.

Pentru a se stabili încărcătura normată, trebuie să se țină seamă de durata prelucrării, de greutatea și dimensiunile șarjei și de intervalul dintre două operații tip în procesul tehnologic.

Cea mai practică formă de ambalaj a unei încărcături normate trebuie să aibă baza cu dimensiuni de 200×600 mm, 300×400 mm, sau $600 \times 1\,200$ mm.

Ambalajul trebuie să asigure și o greutate normată a încărcăturii care, în general, se ia de 600, 1 500, 2 000, 2 500, 3 000 sau 3 500 kg. El trebuie să fie capabil să preia material sub formă lichidă, vărsată sau bloc, într'un mod care să permită ulterior apucarea în cârlige sau de jos, pentru transportul în interiorul sau în exteriorul uzinei. Scheletul ambalajului trebuie să reziste la mânuirile mecanice.

Prin suprapunerea mai multor colete elementare trebuie să se obțină o încărcătură normată din scara dată mai sus.

Adoptând un ambalaj rațional, cheltuelile de manipulare vor fi reduse, posibilitățile de degradare vor fi mai mici și se va obține o organizare ușoară a magaziiilor, cu sau fără boxe, și un control rapid al magaziiilor.

Ambalajul trebuie să asigure o utilizare rațională a spațiului magaziiilor, știind că lungimea și lățimea magaziei ajută manipulărilor, dar că factorul înălțime este cel care determină o bună exploatare a spațiului.

Ambalajul trebuie să asigure securitatea muncii și transportul rapid și ieftin. El trebuie să fie adecvat mijloacelor de transport adoptate și să contribuie la amortizarea rapidă a acestora.

Ambalajul trebuie să aibă un aspect plăcut, să asigure o păstrare igienică și să fie însoțit de instructajul de manipulare. După ce produsul a fost consumat, ambalajul trebuie să poată fi utilizat din nou în același scop sau în alte scopuri utile.

Un ambalaj, după ce a fost realizat, pe baza principiilor enumerate mai sus, se supune la proba de rostogolire, de aruncare dela înălțimi și de strivire pe diagonală.

Se recomandă să se adopte ambalaje standardizate, pentru a ajuta uzinele producătoare și pentru a utiliza mijloace de transport în modul cel mai bun. Pentru transportul pe cale ferată sau cu avionul se construiesc ambalaje speciale.

Într-o uzină chimică se organizează secții de ambalaj la care se studiază alegerea ambalajului, mașinile de ambalaj, mecanizarea procesului de ambalaj, posibilitatea de a lucra pe bandă, influența mijloacelor de transport interne și dotarea cu mașini de dozat. Modul de iluminare a secției de ambalare este foarte important.

Cele mai uzuale ambalaje sunt: tuburile, ambalajele de carton sau de metal, ambalajele de sticlă, de lemn, pungile, sacii și tamburele.

Mașinile de ambalat, se împart, în general, în două categorii:

- mașini de rulare,
- mașini de umplut tuburi, cutii, saci, sticle.

Se va considera că s'a rezolvat problema transportului, a depozitării și ambalării atunci când într-o uzină chimică s'a realizat mecanizarea muncii manuale, transportul materialelor pe drumul cel mai scurt asigurând un flux continuu în fabricație.

Într-o uzină chimică, traseele pentru transportul materialelor trebuie stabilite exact și trebuie să existe, deasemenea, o coordonare a aparatelor de transport.

Personalul uzinei trebuie să fie instruit pentru a utiliza aceste aparate, evitându-se astfel manipulările inutile și asigurându-se o depozitare rațională a materialelor.

Se va face o planificare și un control al transporturilor, verificându-se costul cheltuielilor de personal și de material.

Principiul de bază în tehnica transportului este ca materialul să nu fie atins decât de personalul care urmează să-l prelucereze.

V. MĂRUNȚIREA, MĂCINAREA ȘI SORTAREA

CONSIDERAȚII GENERALE

Procese tehnologice privitoare la fabricarea diverselor produse chimice în laborator sau la scară industrială, comportă mărunțirea, măcinarea și sortarea materialelor solide care intervin în fabricație.

Prin aceste operații se urmărește:

- mărirea vitezei reacțiilor chimice prin mărirea suprafeței de contact;
- omogenizarea substanțelor.

Operațiile de mărunțire sunt folosite, deasemenea, la pregătirea materialelor de construcție pentru șosele, căi ferate, construcții, etc.

În funcție de cerințele tehnologice, operațiile de mărunțire trebuie astfel conduse, încât produsul final să atingă dimensiunile dorite, utilizând pentru aceasta mașini adecuate fiecărui scop și fiecărui material.

Materialele supuse mărunțirii pot fi mai mult sau mai puțin friabile. În operația de mărunțire, se consideră ca grad de tărie, rezistența la compresie p . Din acest punct de vedere se deosebesc:

- 1) *materiale moi*, cu $p \leq 1$ kgf/mm² (coacș, cărbune, gips, sare gemă, argilă, zahăr, oase, plută, sulf, cereale, tananți, etc.);
- 2) *materiale semitari*, cu $p = 1-5$ kgf/mm² (klincher, șamotă, galenă, feldspat, fluorină, etc.);
- 3) *materiale foarte tari*, cu $p > 5$ kgf/mm² (corindon, bazalt, cuarț, porfir, granit, sticlă, minereuri diverse, etc.).

Raportul dintre mărimea liniară medie inițială a_1 a materialului care trebuie mărunțit și mărimea medie a_2 , rezultată după mărunțire, se numește *grad de mărunțire*:

$$\frac{a_1}{a_2} = x = \text{grad de mărunțire.}$$

În tabela 1 sunt date gradele de mărunțire mai frecvente.

Grade de mărunțire

Tabela 1

Gradul de mărunțire	Dimensiunile maxime ale bucăților mm	
	Materialul supus mărunțirii	Materialul rezultat
1 Mărunțire grosolană	1 300—200	250—40
2 Mărunțire medie	140—50	40—10
3 Mărunțire fină	50—10	10—1
4 Măcinare obișnuită	25—3	0,4
5 Măcinare coloidală	sub 0,175	sub 0,0001

TEORIA MĂRUNȚIRII

IPOTEZA DEFORMĂRILOR PLASTICE REMANENTE

Corpul solid, supus mărunțirii grosolane și, apoi, operațiilor de mărunțire mai înaintată, poate avea o structură cristalină sau amorfă. Supus unor forțe exterioare, corpul suferă deformări care, până la o anumită limită, sunt proporționale cu forțele; după dispariția forțelor, corpul revine la starea inițială. Aceste deformări se numesc *deformări elastice*.

Dincolo de limitele de elasticitate ale corpului, deformarea rezultată nu mai este proporțională cu forța aplicată, corpul rămânând cu *deformări plastice* parțiale, care depind de deplasarea straturilor cristaline între ele, adică de redistribuirea cristalelor în șiruri de cristale mai mici.

Forțele și presiunile aplicate curent în mașinile de mărunțire a materialelor supuse mărunțirii sunt, de obicei, foarte mari, în special pentru roce și minereuri, astfel încât acestea suferă deformări plastice; materialul se deformează după plane de despicare, apar crăpături și materialul se fărâmă în bucăți mai mici.

Consumul de energie pentru producerea mărunțirii depinde de forța de adeziune a moleculelor pe suprafețele de zdrobire ale corpurilor. O parte din energie se consumă pentru deformări elastice; de aceea, operația de mărunțire trebuie astfel condusă, încât acest consum inutil de energie să fie evitat la maximum.

S'a făcut ipoteza că *lucrul mecanic consumat pentru mărunțire este proporțional cu noua suprafață rezultată în urma mărunțirii materialului.*

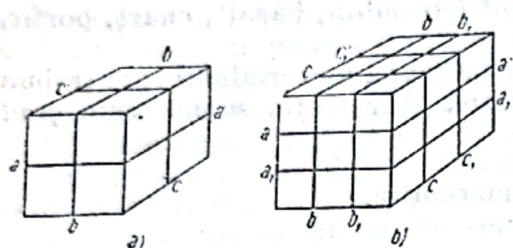


Fig. 1. Demonstrarea legii mărunțirii.

Lucrul mecanic necesar mărunțirii este micșorat de toți factorii care micșorează forțele de agregare pe suprafețele de rupere (tratamentul termic prealabil al rocilor, adăugarea de lichide, etc.).

Pentru deducerea consumului de energie la mașinile de mărunțit se presupune că materia primă supusă mărunțirii are forma de cuburi, inițial cu muchiile $a = 1$ cm (fig. 1).

Lucrul mecanic, A kgf·cm/cm², consumat la spargerea unui astfel de cub după un plan de despicare oarecare (lucru mecanic specific de concasare), poate fi determinat experimental pentru fiecare material.

Pentru tăierea tuturor muchiilor cubului în $n = 2$ părți vor trebui duse $3 = 3(2 - 1) = 3(n - 1)$ plane de despicare. Dimensiunea fiecărei muchii a noului cub, în cm, va fi :

$$b_2 = \frac{a}{2} = \frac{a}{n}$$

unde $n = \frac{a}{b}$ este raportul dimensiunilor, înainte și după mărunțire.

Suprafața cubului inițial, în cm :

$$S_1 = 6a^2.$$

Numărul cuburilor rezultate după concasare :

$$8 = 2^3 = n^3.$$

Suprafața totală a cuburilor, în cm², rezultată după concasare :

$$S_n = n^3 \cdot 6b^2 = n^3 \cdot 6 \left(\frac{a}{n} \right)^2 = 6na^2. \quad (1)$$

Dacă A kgf·m este lucrul mecanic consumat pentru spargerea unui cub omogen cu muchia de 1 cm, după un singur plan de despicare paralel cu laturile cubului, atunci, când acest cub este spart în opt cuburi cu muchiile de $\frac{1}{2}$ cm, se produce o despicare după trei direcții (plane) de despicare și, deci,

se consumă un lucru mecanic egal cu $3 A \text{ kgf} \cdot \text{m}$; pentru o mărunțire a cubului inițial în 27 cuburi mai mici, cu muchiile de $\frac{1}{3} \text{ cm}$, sunt șase direcții de spargere și, deci, se vor consuma $6 A \text{ kgf} \cdot \text{m}$, etc.

Astfel, în general, pentru spargerea unui cub cu muchia de 1 cm , în n^3 cuburi, după $3(n-1)$ direcții, se consumă un lucru mecanic egal cu $3(n-1) A \text{ kgf} \cdot \text{cm}$.

Raportul dintre lucrurile mecanice A_n și A_m necesare pentru spargere, spre a atinge două grade diferite de mărunțire n și m , este :

$$\frac{A_n}{A_m} = \frac{3(n-1)A}{3(m-1)A} = \frac{n-1}{m-1} \quad (2)$$

Când valorile n și m sunt mari, atunci :

$$\frac{A_n}{A_m} = \frac{n}{m} = \frac{S_n}{S_m} \quad (3)$$

adică lucrul mecanic consumat pentru mărunțire este proporțional cu suprafața nouă a materialului mărunțit.

Dimensiunea muchiei cubului, în cm , după împărțirea în n și în m părți, va fi :

$$b_n = \frac{a}{n} \quad \text{și} \quad b_m = \frac{a}{m} \quad (4)$$

iar gradul de mărunțire dela mărimea b_m la mărimea b_n va fi :

$$\frac{b_m}{b_n} = \frac{n}{m}$$

Din formulele (3) și (4) urmează că :

$$\frac{A_n}{A_m} = \frac{n}{m} = \frac{b_m}{b_n} \quad (5)$$

de unde rezultă că lucrul mecanic consumat pentru mărunțire este proporțional cu gradul de mărunțire, sau invers proporțional cu dimensiunile liniare ale bucăților, înainte și după mărunțire.

Dacă pentru mărunțirea unui cub, care, inițial, are latura de 1 cm , se consumă $3 A (n-1) \text{ kgf} \cdot \text{cm}$ pentru a tăia după $3(n-1)$ plane și a obține n cuburi mai mici, pentru același grad de mărunțire a unui cub cu latura egală cu a , lucrul mecanic, în $\text{kgf} \cdot \text{cm}$ va fi :

$$A_n = 3 A a^2 (n-1); \quad (6)$$

deoarece însă $n = a/b$, rezultă că :

$$A_n = 3 A a^2 \left(\frac{a}{b} - 1 \right) = 3 A a^3 \left(\frac{1}{b} - \frac{1}{a} \right) \quad (7)$$

și, deci, lucrul mecanic care revine unui centimetru cub, la mărunțirea cuburilor cu dimensiunea $a \text{ cm}$ până la cuburi cu dimensiunea $b \text{ cm}$, în $\text{kgf} \cdot \text{cm}/\text{cm}^3$, este :

$$A_1 = \frac{A_n}{a^3} = 3 A \left(\frac{1}{b} - \frac{1}{a} \right) \quad (8)$$

În raționamentul precedent s'a presupus că bucățile rezultate prin mărunțire sunt cuburi perfecte. Practic, însă, aceasta nu se întâmplă și, de aceea, trebuie să se introducă în formula (8) un coeficient de corecție k ,

$$A_1 = 3 k A \left(\frac{1}{b} - \frac{1}{a} \right). \quad (9)$$

Valoarea coeficientului k variază între 1, 2 și 1, 7.

IPOTEZA DEFORMĂRILOR ELASTICE

În contradicție cu prima ipoteză (a deformărilor plastice), alți cercetători cum sunt Kiek, Grișcov, Murzin, etc., consideră drept lucru mecanic necesar operației de mărunțire, numai lucrul mecanic necesar pentru deformarea până la limita de elasticitate a corpurilor, exprimat prin formula :

$$A = \frac{\sigma^2 V}{2E} \quad (10)$$

în care :

σ este tensiunea de comprimare produsă la deformare, în kgf/cm^2 ;

E — modulul de elasticitate, în kgf/cm^2 ;

V — volumul corpului care se deformează, în cm^3 .

Formula de mai sus nu exprimă însă influența gradului de mărunțire asupra lucrului mecanic consumat; deaceia formula trebuie corectată cu un factor, specific substanțelor asupra cărora s'a experimentat sau celor asemănătoare cu acestea. De exemplu, pentru mărunțirea cărbunilor, formula devine :

$$A = 1,08 \frac{\sigma^2 V}{2E}. \quad (11)$$

Formula se aplică mărunțirii prin comprimare și, în special, mărunțirii prin lovire, fapt demonstrat prin spargerea bilelor de diverse dimensiuni în cădere pe o placă rigidă. Toate bilele de același material necesită aceeași înălțime de cădere, indiferent de dimensiunile lor; prin urmare, lucrul mecanic de mărunțire depinde, în acest caz, numai de energia cinetică :

$$\frac{mv^2}{2} = \frac{Gv^2}{2g},$$

adică este funcție de greutatea G și de viteza v a bilelor la sfârșitul căderii, în momentul lovirii; $v = \sqrt{2gh}$ egală pentru toate bilele de același material (h — înălțimea de cădere).

Pe baza acestor deducții se poate calcula lucrul mecanic necesar mărunțirii unui centimetru cub ($V = 1 \text{ cm}^3$) dintr'un corp oarecare. La rocele dure, care au tensiunea de rupere la comprimare $\sigma = 1\,500 \text{ kgf/cm}^2$ și $E = 450\,000 \text{ kgf/cm}^2$, se obține pentru lucrul mecanic specific de mărunțire :

$$A' = \frac{\sigma^2}{2E} = \frac{1\,500^2}{2 \cdot 450\,000} = 2,5 \text{ kgf.cm/cm}^3.$$

În tabela 2 sunt date diverse valori pentru σ .

Tabela 2

Tensiunea de comprimare

Tensiunea de comprimare kgf/cm ²											
	Gresie	Calcar	Granit	Cuarțit	Porfir	Bazalt	Diorit	Șist	Serpentin	Trahit	Augit
Numărul de experiențe	219	258	134	11	91	8	6	20	4	9	8
σ_{maxim}	1 800	1 920	1 800	1 540	3 050	1 820	1 390	995	1 610	990	1 400
σ_{minim}	78	49	308	530	250	760	560	500	900	280	380
σ_{mediu}	500	550	1 100	870	1 600	1 350	870	700	1 100	550	800

Pentru sarea gemă, tensiunea medie de rupere la comprimare este $\sigma_r = 325$ kgf/cm², la încovoiere $\sigma_{in} = 33,5$ kgf/cm², la forfecare $\sigma_f = 25,4$ kgf/cm², la întindere $\sigma_i = 16,6$ kgf/cm², ceea ce duce la un raport al rezistențelor la comprimare, încovoiere, forfecare și întindere, de 1 : 1/10 : 1/13 : 1/20.

În cazul rocilor naturale se pot lua, pentru rezistența la întindere, circa 3—5% din rezistența la comprimare, pentru încovoiere, 10—15%, iar pentru forfecare, 5—8%. Valorile modului de elasticitate E sunt date în tabela 3.

Tabela 3

Modulul de elasticitate pentru câteva roce naturale

Substanțe	Modulul de elasticitate E kgf/cm ²
Sare de bucătărie	200 000—250 000
Gresie	100 000—380 000
Rocă șistoasă	120 000—250 000
Calcar	700 000—350 000
Granit	247 000—300 000
Bazalt	560 000

Tensiunea de rupere crește cu mărirea secțiunii normale pe direcția forței de comprimare, și cu micșorarea înălțimii bucății supuse acțiunii.

Din punct de vedere tehnologic trebuie preferată ipoteza deformărilor plastice, deoarece ea consideră caracterul fizico-chimic al procesului de măcinare în sensul obținerii unei suprafețe mari. Pentru proiectarea și construcția mașinilor de măcinat, este mai adecuată ipoteza deformărilor elastice, care are un caracter dinamic, deoarece ea pleacă de la lucrul mecanic de deformare.

Lucrul mecanic rezultat din procesul de învingere a rezistențelor mecanice se exprimă prin produsul dintre valoarea acestei rezistențe și drumul pe care aceasta se exercită :

$$A = P \cdot s \quad (12)$$

unde :

P este forța exterioară care acționează, în kgf;
 s — drumul pe direcția acestei forțe, în cm.

În cazul lucrului mecanic de comprimare a corpului, forța P este rezistența la comprimare, care este egală cu produsul dintre tensiunea σ și suprafața S , iar drumul acestei forțe este lungimea deformării s .

Deformările absolute a două corpuri omogene, având aceeași valoare pentru tensiunea de deformare, sunt proporționale cu lungimile (legea lui Hooke), adică :

$$\frac{s_1}{s_2} = \frac{a_1}{a_2} \quad (13)$$

unde :

a_1, a_2 sunt lungimile corpurilor, în direcția forței P ;
 s_1, s_2 — deformările rezultate.

De aici rezultă, potrivit celei de a doua ipoteze :

$$\frac{A_1}{A_2} = \frac{P_1}{P_2} \cdot \frac{s_1}{s_2} = \frac{V_1}{V_2} = \frac{a_1^3}{a_2^3}, \quad (14)$$

deci :

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{a_1^2}{a_2^2}$$

Prin urmare, după a doua ipoteză, nu lucrul mecanic, ci forțele sunt proporționale cu suprafețele, iar lucrul mecanic este proporțional cu volumele.

Prima ipoteză este mai adecuată explicării sensului fizic al fenomenului de mărunțire, exprimat astfel: „mărirea suprafeței materialului mărunțit este proporțională cu lucrul mecanic necesar pentru mărunțire” ceea ce este cazul, în special, la mărunțirea fină. A doua ipoteză este mai adecuată fenomenului mărunțirii preliminară și medii.

Practic, în aparatele de mărunțire se consumă energie pentru următoarele operații :

- formarea unor suprafețe noi, însoțită de separarea lor ;
- învingerea forțelor intermoleculare care acționează în planele de ruptură ;
- învingerea frecării exterioare dintre corpul mărunțit și elementele mașinii ;
- învingerea diverselor rezistențe ale mașinii propriu zise (frecările dintre diversele piese ale mașinii, deformarea lor, diverse șocuri, etc.).

Se poate considera, cu oarecare aproximație, că lucrul mecanic util al electromotorului se consumă, inițial, pentru deformarea corpului până aproape de mărunțire, după care urmează faza de rupere (aparitia crăpăturilor). Prima ipoteză nu ține seamă de lucrul mecanic necesar pentru deformarea corpului, ceea ce este important pentru măcinarea bucăților mari, pe când a doua ipoteză nu ține seamă de lucrul mecanic consumat la formarea crăpăturilor, adică la obținerea de noi suprafețe mărite, ceea ce este foarte important în cazul măcinării fine.

În concluzie, potrivit primei ipoteze, lucrul mecanic consumat în operația de mărunțire este consumat pentru învingerea forțelor intermoleculare care acționează între planele de ruptură. Se consideră, deci, că se depășește totdeauna limita de elasticitate, ajungându-se până la deformările plastice remanente. După a doua ipoteză, lucrul mecanic consumat este considerat până la producerea deformărilor elastice și, deci, are o valoare mai mică.

Niciuna dintre aceste teorii nu poate fi considerată complet satisfăcătoare, dat fiind că una se completează cu cealaltă. De exemplu, pentru fărâmarea unui minereu la un grad de mărunțire $m = a/b = 2$, se consumă un lucru mecanic A_2 kgf/cm. La un grad de mărunțire $m = 8$ și $n = 50$, lucrul mecanic, în kgf/cm, după prima ipoteză (formula 2), este :

$$\frac{A_8}{A_2} = \frac{8-1}{2-1} = 7; \quad A_8 = 7 A_2;$$

$$\frac{A_{50}}{A_2} = \frac{50-1}{2-1} = 49; \quad A_{50} = 49 A_2;$$

sau

$$A_2 : A_8 : A_{50} = 1 : 7 : 49.$$

Potrivit celei de a doua ipoteze, volumul care se deformează va fi egal cu diferența dintre volumul cubului inițial, cu muchia a cm, și volumul rezultat, cu muchia b cm, adică :

$$V = a^3 - b^3.$$

În exemplul dat mai sus pentru diversele grade de mărunțire, volumele, în cm^3 , vor fi :

$$m = 2; \quad b = \frac{a}{2}; \quad V = a^3 - \left(\frac{a}{2}\right)^3 = \frac{7}{8} a^3$$

$$m = 8; \quad b = \frac{a}{8}; \quad V = a^3 - \left(\frac{a}{8}\right)^3 = \frac{511}{512} a^3$$

$$m = 50; \quad b = \frac{a}{50}; \quad V = a^3 - \left(\frac{a}{50}\right)^3 = \frac{124\,999}{125\,000} a^3.$$

Deoarece, după această teorie, lucrul mecanic trebuie să fie proporțional cu volumele care se deformează, rezultă că :

$$A_2 : A_8 : A_{50} = \frac{7}{8} a^3 : \frac{511}{512} a^3 : \frac{124\,999}{125\,000} a^3 = 1 : 1,14 : 1,143.$$

Comparând ambele calcule pentru cele două ipoteze, rezultă :

Gradul de mărunțire	2	8	50
Lucrul mecanic consumat potrivit primei ipoteze	1	7	49
Lucrul mecanic consumat potrivit celei de a doua ipoteze	1	1,14	1,143

Comparând datele din tabela de mai sus se constată că, la grade înaintate de mărunțire, a doua ipoteză nu dă rezultate juste, ele nefiind comparabile cu cele constatate experimental. Rezultate mai apropiate de realitate se obțin calculând după prima ipoteză, potrivit căreia consumul de energie pentru mărunțire este proporțional cu suprafața nouă, rezultată prin mărunțire.

PRINCIPIILE FUNDAMENTALE ALE APARATELOR DE MĂRUNȚIT

Pentru a evita un consum inutil de energie, în procesul de mărunțire nu trebuie să se depășească gradul de mărunțire necesar.

Energia consumată trebuie utilizată pentru mărunțirea corpurilor după plane de rupere care să ducă la deformări plastice remanente, evitând deformările elastice în urma cărora corpul revine la forma inițială. Deasemenea trebuie evitate fenomenele secundare care consumă energie, de exemplu încălzirea.

Pentru a micșora consumul de energie, particulele suficient mărunțite trebuie îndepărtate, din zona de mărunțire, cu un curent de aer sau de lichid (astfel se evită consumul suplimentar de energie pentru mărunțirea materialului peste gradul de fineță cerut).

Se recomandă ca procesul de mărunțire să se conducă în ciclu închis; după o primă mărunțire urmează o sortare prin care se separă granulele care au atins gradul dorit de mărunțire, iar granulele mai mari sunt readuse în zona de mărunțire. Se pune în practică, astfel, regula fundamentală a teoriei mărunțirii :

Nu trebuie mărunțit nimic mai mult decât este necesar. Concasarea fără separator intermediar se numește concasare în ciclu deschis (concasor fără sortator). Se obține un produs cu grad de mărunțire neuniform.

Capacitatea de lucru (încărcarea) concasorului în ciclu deschis este mai redusă. Se recurge la o astfel de mărunțire ori de câte ori nu se urmărește uniformitatea mărimii granulelor, mai ales la concasarea medie.

Mașinile de mărunțit, trebuie, în primul rând, să corespundă proprietăților fizice ale materialului care este supus mărunțirii și gradului de fineță dorit.

De exemplu, dacă este necesar să se mărunțească o rocă tare, de mărimea unui pumn, într-o uruială cu un conținut cât mai mic de făină, trebuie să se recurgă la mărunțirea cu cilindri, și în niciun caz la colergang, ale cărui pietre dau mult material făinos. Nu se poate folosi, în acest caz, nici dispozitivul de măcinare cu cilindru canelat, deoarece acest tip de mașină, deși nu produce făină, totuși elementele active și pasive de mărunțire din care este constituit se uzează foarte repede, când materialul de mărunțit este prea dur.

Dimensiunile și tipul agregatelor de mărunțire trebuie alese potrivit capacității de producție dorite, cum și acțiunii optime de lucru la care este supusă mașina (forțe de tracțiune, presiune, forfecare, încărcare, torsiune, etc.).

Acele părți ale agregatului care sunt piese de măcinat propriu zise trebuie fabricate dintr'un material cât mai rezistent, dur și tenace; ele trebuie să poată fi demontate și montate ușor în caz de înlocuire.

Mașina aleasă trebuie să fie economică din punctul de vedere al consumului de forță, al îngrijirii, al ungerii, al prețului de cost, etc., adică să fie rațională față de capacitatea de producție și de costul de întreținere.

Este important faptul că aproape toate rocele pierd din rezistența la compresie prin absorbția apei.

Măcinarea se efectuează mai ușor numai dela un anumit procent de umiditate. Măcinarea umedă a argilei se poate face la un conținut mai mare de 30 % apă. Deaceia, s'a recurs la măcinarea umedă a materialelor, în special în industria cimentului și a ceramicii.

Rezistența la comprimare a câtorva roce este dată în tabela 2.

CLASIFICAREA ȘI DESCRIEREA MAȘINILOR DE MĂRUNȚIT

Mașinile de mărunțit se clasifică, de obicei, în următoarele categorii:

— *Concasoare cu fălci* (fig. 2, a) în care mărunțirea se face între o fălcă fixă și una mobilă, prin apăsări succesive, uneori combinate cu frecare.

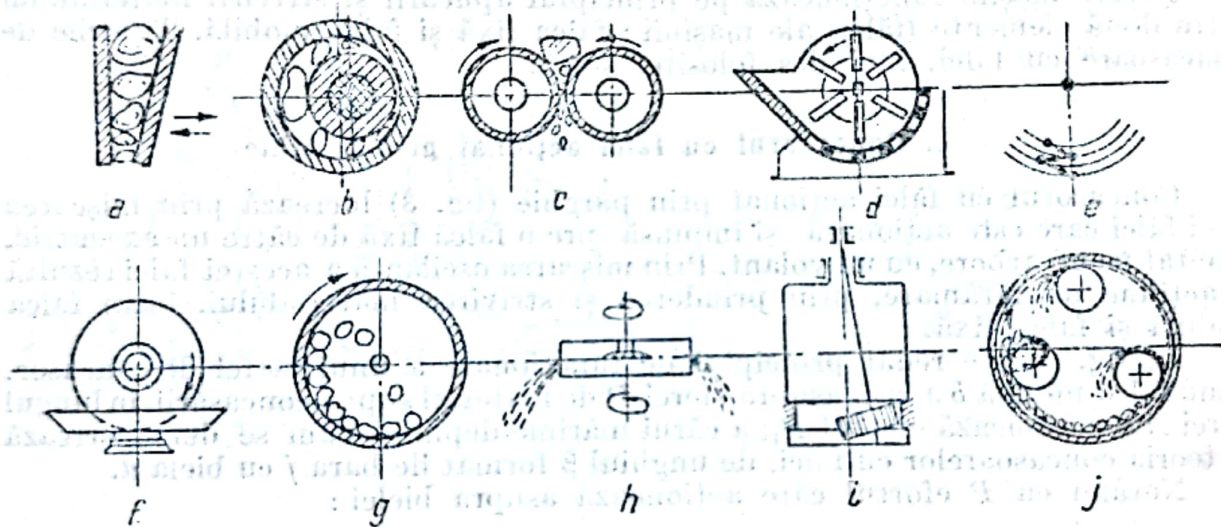


Fig. 2. Schemele de principiu ale mașinilor de concasare și măcinare.

— *Concasoare conice* (fig. 2, b), la care materialul este zdrobit între două trunchiuri de con: cel exterior este fix și cel interior, cu baza mare în jos, este fixat pe un arbore care prin mișcare excentrică îl apropie și îl depărtează succesiv de cel exterior.

— *Concasoare cu cilindri* (fig. 2, c), la care mărunțirea se face între doi cilindri care se învârtesc în sens contrar, cu viteze egale sau diferite, producând strivirea și uneori forfecarea materialului.

— *Concasoare și mori cu ciocane* (fig. 2, d), cu unul sau cu doi rotori, la care zdrobirea se face prin isbire, cu ajutorul unor ciocane atârinate liber sau fixate rigid de un rotor cu turație mare.

— *Desintegratoare* (fig. 2, e), care zdrobesc materialul prin isbire între bolturi fixate concentric pe discuri ce se învârtesc rapid în sens invers.

— *Colerganguri* (fig. 2, f), care concasează fin sau macină prin strivirea și parțial prin frecarea între pietrele rostogolitoare cu ax orizontal și un taler mobil sau fix.

— *Mori cilindrice și tubulare* (fig. 2, g), pentru măcinarea fină, produc mărunțirea prin isbirea și frecarea între material și corpurile de măcinare care sunt introduse într'un cilindru de tablă aflat în mișcare de rotație.

- *Mori cu pietre și cu discuri* (fig. 2, *h*), în care materialul este prins între două pietre sau discuri alăturate și este mărunțit prin frecare.
- *Mori pendulare* (fig. 2, *i*), în care materialul este zdrobit între un inel fix și rolele din interior, prinse de un arbore ce se află în mișcare de rotație. *Morile inelare* (fig. 2, *j*) fac parte din aceeași categorie. Materialul este zdrobit între un inel mobil și rolele din interiorul său, dintre care una este de comandă.
- *Mori speciale* pentru măcinare foarte fină și coloidală. Cele pe cale umedă, care sunt mai eficiente, pot acționa fie prin izbirea materialului solid aflat în suspensie într'un lichid, fie prin frecare; funcționarea acestora din urmă se bazează pe acțiunea de tăiere a forțelor hidraulice, ce se exercită în pelicula dintre două suprafețe și care realizează astfel o frecare foarte intensă.

CONCASOARE CU FĂLCI

Concasoarele cu fălci sunt utilizate pentru concasarea preliminară și mijlocie.

Aceste mașini funcționează pe principiul apucării și strivirii materialului între două elemente (fălci) ale mașinii: falca fixă și falca mobilă. Tipurile de concasore cu fălci, mai des folosite, sunt:

1. Concasorul cu fălci acționat prin pârghie

Concasorul cu fălci acționat prin pârghie (fig. 3) lucrează prin mișcarea unei fălci care este acționată și împinsă spre o falcă fixă de către un excentric, montat pe un arbore, cu un volant. Prin mișcarea oscilantă a acestei fălci rezultă o acțiune de fărâmare, prin prinderea și strivirea materialului, între falca mobilă și falca fixă.

În fig. 4 este redat principiul de funcționare a unui astfel de concasor. Când falca mobilă *b* apasă asupra sferei *D* de material supus concasării, în lungul barei *AB* acționează efortul P_1 , a cărui mărime depinde, cum se demonstrează în teoria concasoarelor cu fălci, de unghiul β format de bara *f* cu biela *d*.

Notând cu *P* efortul care acționează asupra bielei:

$$P_1 = \frac{P}{2 \cos \beta};$$

pentru $\beta = 90^\circ$, valoarea lui P_1 devine infinit de mare.

Valorile optime pentru β sunt între 82° și 88° , la care raportul P_1/P variază între valorile 3,6 și 14,35.

Sub acțiunea eforturilor care apar în punctele de apăsare asupra materialului, acesta este fie strivit și mărunțit, fie aruncat înapoi din gura concasorului, lucru care depinde de unghiul α dintre falca mobilă și cea fixă. Pentru explicarea fenomenului se consideră că fălcile sunt așezate simetric, ca în fig. 5, și că materialul supus concasării are forma sferică. Reacțiunile presiunilor *Q* din partea fălcilor aplicate în punctul *O* dau o rezultantă:

$$Q_1 = OA = OD + DA = 2 OD = 2 Q \sin \frac{\alpha}{2}.$$

Din frecarea care se produce între material și falcă rezultă două forțe Q_2 , a căror rezultantă Q_2 este:

$$Q_2 = BC = BE + EC = 2 BE = 2 Q_1 \cos \frac{\alpha}{2}.$$

Pentru ca materialul să fie prins și să înainteze printre fălci este necesar ca :

$$Q_2 > Q_1 \text{ sau } 2 Q_f \cos \frac{\alpha}{2} > 2 Q \sin \frac{\alpha}{2},$$

și pentru că

$$Q_f = fQ$$

unde f este coeficientul de frecare, rezultă :

$$f > \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}. \quad (15)$$

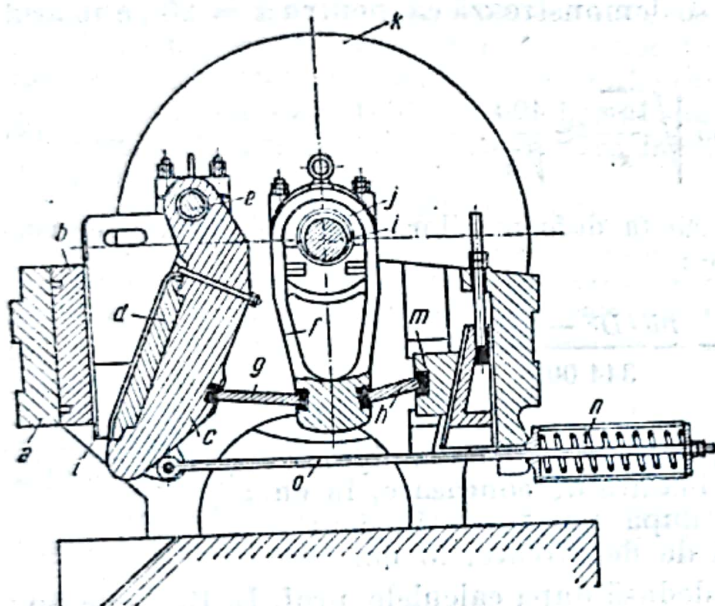


Fig. 3. Concasor cu fălci :

a — falcă fixă; b — placa de uzură a fălcii fixe; c — falcă mobilă; d — placa de uzură a fălcii mobile; e — axul de oscilare al fălcii mobile; f — bielă; g — braț de legătură între bielă și falca mobilă; h — braț de legătură între bielă și batiu; i — arbore; j — excentric; k — volant; l — gură de evacuare a materialului; m — batiu; n — arc; o — bară de întindere a fălcii mobile.

Deoarece coeficientul de frecare $f = \operatorname{tg} \varphi$ (unde φ este unghiul de frecare), urmează, din formula (15), că :

$$\operatorname{tg} \varphi > \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \text{ sau } 2 \varphi > \alpha, \quad (16)$$

adică unghiul deschiderii dintre cele două fălci trebuie să fie mai mic decât dublul unghiului de frecare. Practic, unghiul deschiderii, α , se ia între 15 și 25°.

Randamentul concasorului se determină prin cantitatea de material care trece prin gura (deschiderea) concasorului. Aceasta depinde de numărul oscilațiilor fălcii, de lățimea și de lungimea deschiderii, cum și de înălțimea încărcăturii de material în gura mașinii.

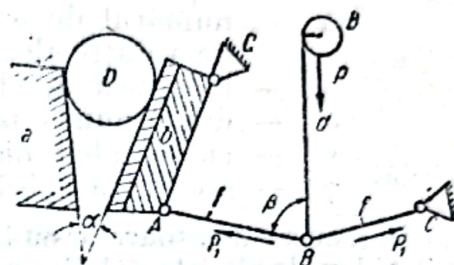


Fig. 4. Schema de funcționare a concasorului cu fălci :

a — falca fixă; b — falca mobilă; c — batiu; d — bielă; e — arbore cu excentric; f — bară;

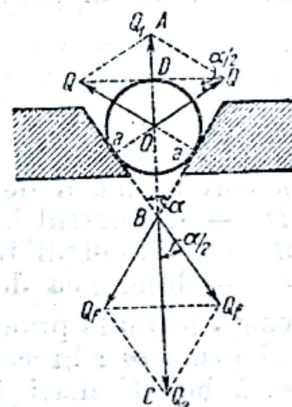


Fig. 5. Schema pentru determinarea unghiului de prindere al concasorului cu fălci.

Deoarece în materialul introdus în concasor există goluri, formula capacității (randamentul) concasorului trebuie corectată cu un coeficient de umplere μ a cărui valoare este cuprinsă între 0,4 și 0,7. Pentru calculul capacității concasorelor cu fălei se aplică formula următoare :

$$G = 0,15 \mu n b d s \gamma \quad (17)$$

în care :

- G este capacitatea concasorului cu fălei, în kg/h ;
- n — numărul de oscilații duble ale fălcii, pe minut, sau numărul de rotații ale arborelui cotit ;
- b — lungimea deschiderii de descărcare, în m ;
- d — dimensiunea produsului fărâmat, în m ;
- s — cursa fălcii mișcătoare, măsurată la ieșirea materialului, în m ;
- γ — greutatea specifică a materialului concasat, în kgf/m³.

În teoria concasoarelor cu fălei se demonstrează că, pentru $\alpha = 20^\circ$, numărul oscilațiilor duble ale fălcii este :

$$n = 665 \sqrt{\frac{\tan \alpha}{s}} \approx \frac{400}{\sqrt{s}} \quad (18)$$

Pe baza celei de a doua ipoteze (a deformărilor elastice) puterea consumată, în CP, de un concasor este :

$$P = \frac{n b (D^2 - d^2)}{344\,000}, \quad (19)$$

unde :

- n este numărul de oscilații duble ale fălcii mobile ;
- D — diametrul bucăților, înainte de concasare, în cm ;
- d — diametrul bucăților, după concasare, în cm ;
- b — lungimea deschiderii de descărcare, în cm.

Această formulă practică este dedusă după calculele prof. L. B. Levenson în modul următor : în calculul consumului de energie al concasoarelor care fărâmătează bucăți mari și mijlocii, se obține, pentru valorile medii ale rezistenței la rupere și ale modulului de elasticitate la comprimare :

$$A = \frac{\sigma^2 V}{2E} = \frac{\sigma^2}{2E} \frac{\pi b D^2}{6}$$

Deoarece, în această formulă, nu se ține seamă de gradul de mărunțire al materialului (dacă $D = d$, atunci lucrul mecanic este egal cu zero), volumul materialului trebuie să fie luat egal cu diferența dintre volumul corespunzător volumului blocurilor cu diametrul maxim și volumul blocurilor cu diametrul egal cu lățimea gurii de evacuare, în cazul când aceste blocuri ar umple concasorul pe toată lățimea,

$$A = \frac{\sigma^2}{2E} \frac{\pi b}{6} (D^2 - d^2) \quad (20)$$

unde :

- A este lucrul mecanic de deformare la comprimare, în $\text{kgf} \cdot \text{cm}$;
 σ — rezistența la rupere (în medie, $1\,500\text{ kgf/cm}^2$) ;
 D — deschiderea la intrarea în concasor, în cm ;
 d — deschiderea la ieșirea din concasor, în cm ;
 b — lățimea concasorului, în cm ;
 H — adâncimea de încărcare a concasorului, în cm ;
 E — modulul de elasticitate la comprimare (în medie, $450\,000$) ;

de unde :

$$P = \frac{An}{100 \cdot 60 \cdot 75} = \frac{\pi \sigma^2 b (D^2 - d^2) n}{12 \cdot 100 \cdot 75 \cdot 60 E} = \frac{1\,500^2 nb (D^2 - d^2)}{1\,720\,000 \cdot 450\,000} = \frac{nb (D^2 - d^2)}{344\,000}$$

La concasoarele cu fălci, piesele cele mai solicitate sunt fețele fălcilor. Deaceia, fălcile se confecționează, de obicei, din oțel manganos; construcția trebuie să fie simplă și ușor demontabilă, în cazul când este necesară înlocuirea.

Pentru a evita deteriorarea concasorului când între fălci pătrund bucăți foarte dure, barele h și g (fig. 3) se confecționează din segmenti prinși cu nituri, care se foarfecă, dacă tensiunea în bare depășește limitele permise. Deasemenea, sunt unele tipuri constructive la care falca fixă cedează, fiind apăsată la loc de arcurile n .

La concasoarele cu fălci, prin mișcarea de „du-te, vino”, concomitent cu fenomenul de lovire a fălcii mobile de bucata de material supus mărunțirii, se produc izbiri și vibrații; deaceia, aceste concasoare trebuie montate pe fundații solide, independente de cele ale clădirilor în care ele funcționează. Se obișnuiește să se așeze între concasor și fundație, grinzi de lemn, pentru amortizare.

Dintre utilajele de mărunțire, concasorul cu fălci este des folosit la concasarea preliminară a pietrelor, a minereurilor, cum și a substanțelor chimice solide care formează o masă compactă dură.

Pentru orientare, în tabela 4 sunt date dimensiunile, debitul și puterea, pentru diverse mărimi de concasoare cu fălci.

Tabela 4

Dimensiunile, debitul și puterea concasoarelor cu fălci

Dimensiunile gurilor (lungimea $\times$ lățimea)	Turația	Greutatea aproximativă a mașinii	Dimensiunile maxime ale materialului de alimentare	Deschiderea normală de evacuare	Debitul mediu la deschiderea normală de evacuare	Puterea medie de regim a mașinii
mm	rot/min	t	mm	mm	t/h	kW
250 $\times$ 100	275	1,75	200 $\times$ 50	20	1,5 — 2,5	3 — 5
300 $\times$ 200	275	3,0	250 $\times$ 150	30	3,0 — 4,0	5 — 7
400 $\times$ 200	250	4,5	350 $\times$ 150	40	5,0 — 7,0	9 — 12
500 $\times$ 320	250	7,0	450 $\times$ 200	50	7,0 — 10,0	12 — 18
600 $\times$ 350	250	12,0	550 $\times$ 300	60	14,0 — 18,0	20 — 30
700 $\times$ 400	250	15,0	600 $\times$ 300	70	16,0 — 20,0	25 — 35
800 $\times$ 500	250	23,0	700 $\times$ 400	80	20,0 — 25,0	40 — 45
1 000 $\times$ 500	225	30,0	800 $\times$ 400	100	32,0 — 35,0	50 — 65
1 200 $\times$ 700	200	50,0	1 000 $\times$ 500	150	40,0 — 50,0	70 — 80
1 500 $\times$ 1 200	150	110,0	1 200 $\times$ 1 000	200	90,0 — 100,0	150 — 160

În R.P.R., până în prezent, uzinele „Strungul” din Orașul Stalin execută următoarele tipuri de concasoare cu fălci (tabela 5):

Tabela 5

Tipuri de concasoare cu fălci, executate de uzinele „Strungul”

Caracteristice	Numărul concasorului		
	2,5A	4A	6A
Longimea gurii de încărcare . . . mm	250	400	600
Lățimea gurii de încărcare . . . mm	150	250	400
Debitul la o lățime a deschiderii de evacuare de 60—65 mm . . . m ³ /h	1,8—2,0	4—5	8—10
Dimensiunea maximă a pietrelor care pot fi mărunțite mm	80—100	130—170	140—200

În tabela 6 sunt date dimensiunile, debitul și puterea concasoarelor sovietice cu fălci, după OST 3427, iar în tabela 7, sunt date unele tipuri fabricate în U.R.S.S.

2. Concasorul oscilator (granulator) fără pârghie

Acest tip constructiv de concasor are falca activă acționată prin legare directă de un excentric, din care cauză, falca execută o mișcare aproape elipsoidală; asupra materialului se exercită, afară de forțe de presiune, și eforturi de strângere și de strivire, care împing materialul spre deschiderea de ieșire a concasorului.

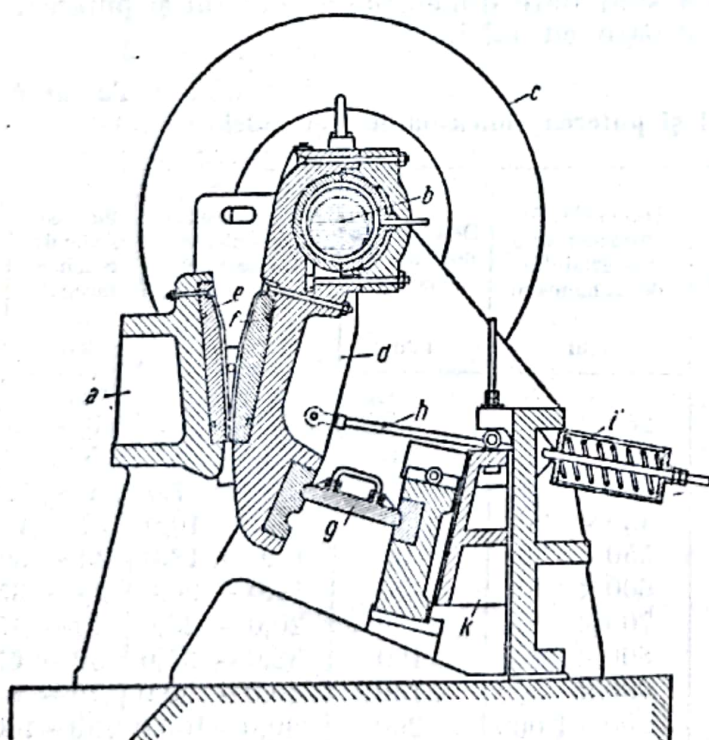


Fig. 6. Concasor oscilator.

Granulatorul (fig. 6) este format din corpul *a* al mașinii, turnat din fontă sau din oțel dur, având, la partea superioară, arțorele *b* cu excentric, care este acționat prin intermediul roții cu curea *c*. De arborele cu excentric este legată, aripa *d*, pe care este montată falca mobilă *f*, cea fixă *e* fiind montată pe peretele granulatorului.

În loc de două brațe de pârghie, ca la concasorul cu fălci, granulatorul are numai un singur braț, constituit din placa de presiune *g*. Un dispozitiv *k* permite să se varieze deschiderea dintre fălci. În cazul când în granulator pătrunde un corp

Tabela 6

Dimensiunile, debitul și puterea concasoarelor sovietice cu fălei (după OST 3427)

Nr. concasorului	Dimensiunile gurii de încărcare		Capacitatea minimă (t/h) pentru material de greutatea specifică medie ($\gamma=1,6 \text{ t/m}^3$), în funcție de deschiderea de evacuare				Turația maximă rot/min	Puterea instalată kW	Dimensiunile de montaj (gabarit) $l_n \times l_a \times h$ mm	Greutatea aproximativă a mașinii t
	Lățimea mm	Lungimea mm	maximă		minimă					
			d mm	Q t/h	d mm	Q t/h				
1	100	150	25	1,0	12	0,5	350	1,5	900 × 700 × 1 300	0,5
2	175	250	40	5,0	15	2,5	300	6	1 200 × 1 200 × 1 700	3
3	250	400	80	25	35	10,0	275	10	1 700 × 1 400 × 2 200	5
4	400	600	100	55	50	25	250	25	1 900 × 1 700 × 2 700	13
5	500	800	125	100	60	35	225	40	2 200 × 2 000 × 2 900	25
6	600	900	150	120	75	45	225	55	2 500 × 2 800 × 3 750	30
7	900	1 200	200	200	140	140	175	100	3 300 × 3 300 × 4 700	68
8	1 200	1 500	250	350	200	250	150	150	4 000 × 4 500 × 5 600	120
9	1 500	2 100	300	500	250	400	125	200	5 500 × 5 700 × 6 000	200

Tabela 7

Caracteristicile unor tipuri de concasoare fabricate curent în uzinele din U.R.S.S.

Lungimea gurii de încărcare	...	mm	320	600
Lățimea gurii de încărcare	...	mm	120	400
Deschiderea de evacuare	...	mm	—	30—100
Diametrul volantului	...	mm	600	1 665/300
Turația	...	rot/min	160—180	250
Puterea	...	CP	4	31
Capacitatea la deschiderea de 50 mm	...	m ³ /h	2	15
Dimensiunile de gabarit $l_n \times l_a \times h$	...	mm	1 950 × 1 250 × 1 250	1 650 × 2 000 × 1 510
Greutatea concasorului	...	kg	3 000	5 600

tare, fălcile cedează, iar arcul i readuce fălcile la poziția inițială, prin intermediul brațului h .

Concassoarele granulatoare sunt mașini de construcție simplă și ieftină; au un consum de energie mai mic. Ele se utilizează, în special, la spargerea materialelor tari și semitari (obținerea pietrișului), dând un produs de 15–30 mm. Prezintă însă dezavantajul că plăcile fălcilor se uzează foarte repede, în urma acțiunii abrazive a materialului și, de aceea, trebuie confecționate din material foarte dur. Deschiderea dintre fălci, la ieșire, este foarte mică, astfel încât se obține un material omogen mărunțit.

În tabela 8 sunt date dimensiunile, debitul și puterea concassoarelor oscilatoare.

Tabela 8

Dimensiunile, debitul și puterea concassoarelor oscilatoare

Deschiderea gurii de alimentare	Turația	Greutatea aproximativă a mașinii	Dimensiunile maxime ale materialului de alimentare	Deschiderea normală de evacuare	Debitul mediu la deschiderea normală de evacuare	Puterea medie de regim a mașinii
mm	rot/min	t	mm	mm	t/h	kW
300 × 110	275	1,8	90	20	3	6
450 × 130	275	4,0	110	20	6	12
600 × 150	250	7,5	120	25	11	18
800 × 170	250	11,0	150	25	17	27
1 000 × 200	230	15,0	170	30	25	36

3. Concatorul-foarfecă

Concatorul-foarfecă se deosebește de concassoarele descrise mai sus prin faptul că fălcile lui nu constituie o placă plină, ci sunt formate din grătare de oțel foarte rezistent cu colțuri dispuse astfel, încât, la închidere, să intre unul în altul. În acest mod, materialul este mărunțit nu numai prin presare, ci și prin forfecare. După mărunțire, materialul este evacuat prin golurile fălcilor.

Acest tip de concator este folosit pentru concasarea materialelor semidure, care au tendința să se lipească și să înfundă concatorul; prin acest mod de funcționare materialul măcinat își curăță singur deschiderea.

În general, la aceste concassoare este necesară o energie de 1 CP/h pentru o tonă de material. În ce privește uzura plăcilor, se precizează că se pot mărunți, cu o pereche de fălci de oțel manganos, 700–800 m³ cuarț.

CONCASOARE CONICE

Concassoarele conice zdrobesc materialul între conul exterior și cel interior; acesta are o mișcare giratorie care îl apropie și îl depărtează succesiv de conul exterior, cu deosebirea față de concatorul cu fălci, că nu există curse moarte și mișcarea se face continuu, fără sguduituri.

La depărtarea de conul exterior materialul cade prin greutatea proprie între conuri, în timp ce în partea diametral opusă materialul este strivit; în jumătatea

următoare de cursă materialul intrat între conuri este strivit, iar materialul ce fusese strivit și fărâmat cade, prin greutatea proprie, prin deschiderea dintre conuri, locul său fiind luat de alt material neconcasat.

Din punct de vedere constructiv se deosebesc următoarele tipuri de conca-soare conice.

1. Concasor conic cu arbore suspendat

Aceste concasoare (fig. 7) au un corp fix de fărâmare *a*, căptușit cu plăci rezistente la uzură. În interior se mișcă conul de fărâmare *b*, confectionat din

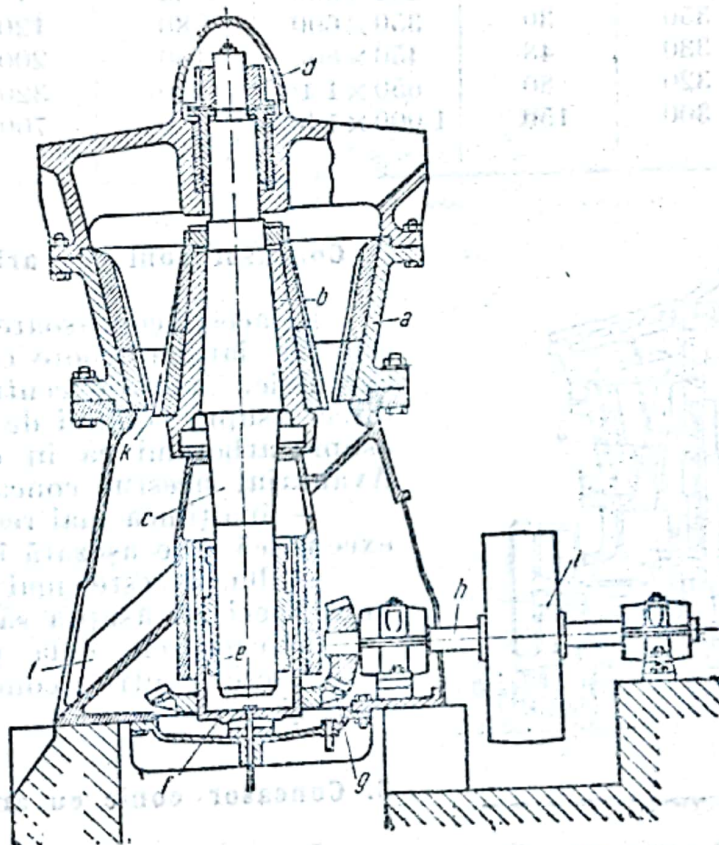


Fig. 7. Concasor conic cu arbore suspendat.

oțel manganos și montat pe un arbore vertical *c*; acesta este susținut, la partea superioară, în lagărul de capăt *d*, iar la partea inferioară se mișcă excentric în bușa *e* a lagărului-pivot *f*, care este acționat de o pereche de roți conice *g*, montate pe axul orizontal *h* și acționate prin intermediul roții cu cureaua *i*.

Constructiv, mașina este astfel concepută, încât, prin mișcarea excentrică și circulară (giratorie) a arborelui vertical *c*, sunt posibile îngustarea sau mărirea spațiului *k* dintre conul de fărâmare *b* și corpul mașinii *a*. Materialul este apucat, fărâmat între suprafețele de măcinare și evacuat prin jghiabul *l*.

Dimensiunile, debitul și puterea concasoarelor conice cu arbore suspendat sunt date în tabela 9.

Un dezavantaj al acestui tip de concasoare, față de concasoarele cu fălci, constă în deschiderea mică a gurii de alimentare, ceea ce limitează mărirea bucatilor de material supuse concasării.

Tabela 9

Dimensiunile, debitul și puterea concasoarelor conice cu arbore suspendat

Deschiderea gurii de alimentare. Diametrul interior al corpului fix mm	Turația rot/min	Greutatea aproximativă a mașinii t	Dimensiunile maxime ale materialului de alimentare mm	Distanța normală de spargere mm	Debitul mediu t/h	Puterea medie de regim kW
900	450	13	150 × 300	50	40	30
1 100	400	18	250 × 500	65	70	45
1 400	350	30	350 × 600	80	120	65
1 800	330	48	450 × 800	100	200	90
2 300	320	80	650 × 1 100	120	320	120
3 000	300	150	1 000 × 1 500	180	700	180

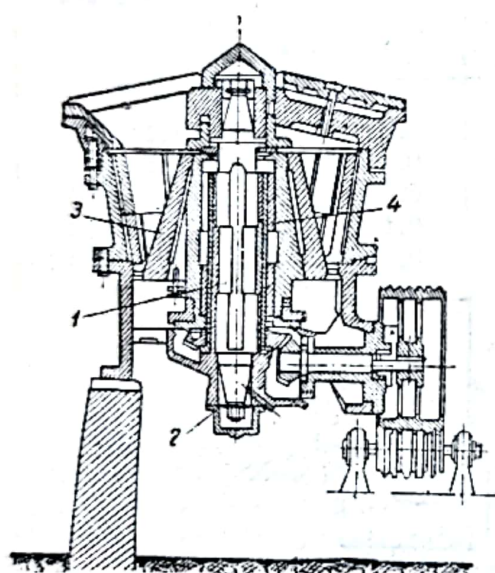


Fig. 8. Concaser conic cu arbore vertical fix:

1 — arbore; 2 — bușă conică; 3 — con de concasare; 4 — bușă excentrică.

Partea de jos a arborelui este introdusă într-o gaură excentrică, în bușă cilindrică *d*, care se rotește centric prin intermediul roților dințate *e*, cuplate, prin arborele *f*, cu motorul electric. La partea superioară a carcasi se găsește conul de fărâmare *g*, pe care apasă conul de fărâmare *b*, prezentând spațiul (deschiderea) de trecere *h*; aceasta se mărește sau se micșorează în timpul învârtirii excentrice a fărâmătorului. Greutatea arborelui, a conului concaser, cum și eforturile verticale, sunt suportate de inelul sferic de bronz *c*.

Ungea se face sub presiune.

Materialul de alimentare este introdus, prin gura *i*, pe talerul de distribuție *k*, cu ajutorul căruia este repartizat egal pe întreaga circumferință a gurii de fărâmare. Gradul de măcinare se reglează manevrând distanța dintre corp

2. Concaser conic cu arbore vertical fix

La aceste concasoare (fig. 8) arborele este fix, iar pe arbore conul este așezat excentric. Bușă excentrică acționează direct asupra conului de concasare și nu asupra arborelui ca în cazul precedent. Avantajul acestui concaser constă în:

- înălțimea mai redusă, căci bușă excentrică este așezată în zona conului;
- bușă este mai mare și presiunea specifică asupra sa este mai mică.

Concasoarele dela punctele 1 și 2 se folosesc pentru concasarea preliminară și mijlocie.

3. Concaser conic cu arbore în consolă

La acest concaser (fig. 9), arborele *a*, pe care este fixat conul de fărâmare *b*, se sprijină pe o suprafață sferică *c*. Conul mobil are vârful îndreptat în sus.

și spărgător, prin ridicarea sau coborîrea corpului superior al spărgătorului cu ajutorul cricului *l*. O serie de arcuri *m* permit corpului superior al mașinii să cedeze, când în mașină pătrund corpuri străine foarte dure, și să fie readus

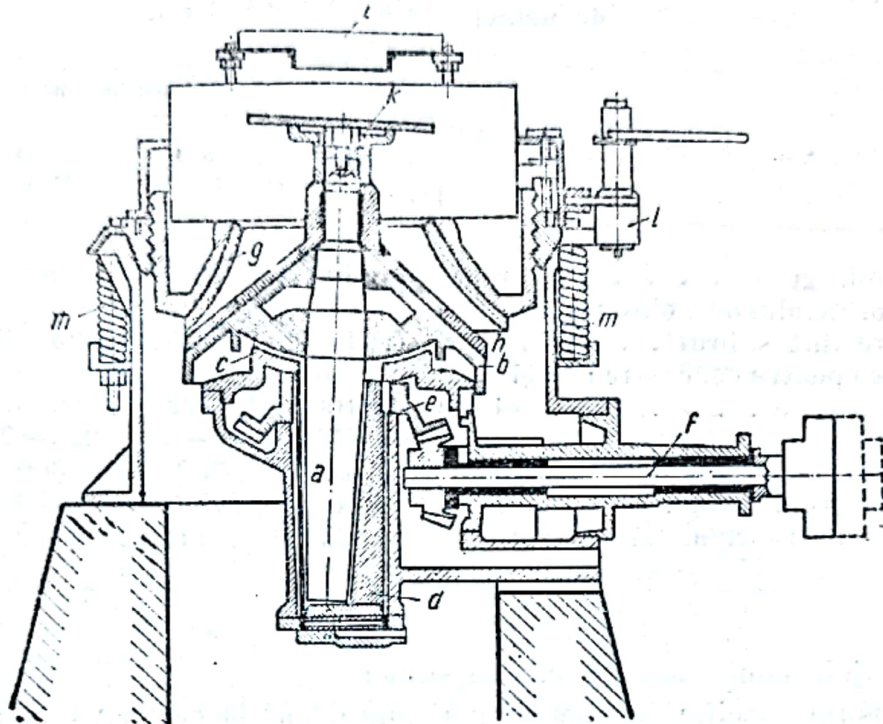


Fig. 9. Concator conic cu arbore în consolă.

apoi în poziția normală de lucru. Atât conul superior, cât și conul de fărmare calat pe arbore, se pot căptuși cu plăci dure de oțel manganos, rezistent la uzură.

Avantajul important al acestor mașini constă în capacitatea mare și în gradul mare de mărunțire.

În tabela 10 sunt date dimensiunile, debitul și puterea concasoarelor conice cu arbore în consolă, iar în tabela 11 sunt date caracteristicile câtorva tipuri de concasoare conice fabricate de uzinele de mașini din Urali.

Tabela 10

Dimensiunile, debitul și puterea concasoarelor conice cu arbore în consolă

Diametrul interior al con- catorului conic mm	Turația rot/min	Dimensiunea maximă a mate- rialului de alimentare mm		Distanța medie de spargere mm		Debitul mediu de material mărunțit t/h		Greutatea aproximativă a mașinii t	Puterea medie de regim kW
		a	b	a	b	a	b		
600	575	40	75	7	35	12	30	4,8	25
900	575	75	115	8	35	25	65	9,6	50
1 200	475	115	170	9	40	40	120	16	75
1 650	475	210	250	10	45	85	250	37	150
2 100	400	—	350	—	50	—	500	59	250

Tabela 11

Dimensiunile, debitul și puterea concasoarelor conice fabricate în U.R.S.S.
de uzinele de mașini din Urali

Caracteristici	Dimensiuni mm			
	300 (nr. 12)	500 (nr. 20)	900 (nr. 36)	1 500 (nr. 60)
Dimensiunile gurii mm	300	500	900	1 500
Lățimea orificiului de golire pentru măcinare fină și brută, mm	50/105	75/135	125/175	220
Capacitatea pentru concasare fină și brută t/h	45/100	100/225	360/600	2 000
Puterea motorului, CP	65—75	125—150	225—275	540
Turația roții concasorului, . . rot/min	375	330	300	200
Turația motorului rot/min	1 000	750	750	600
Greutatea concasorului fără motor, t	23,3	44,2	160	500

Avantajele concasoarelor conice sunt :

— consum specific de energie mai mic decât la cele cu fălei ; funcționare uniformă și fără trepidații.

Desavantajele sunt :

— construcție complicată și cost ridicat ; reparații complicate ; înălțime mare ; se infundă cu materiale plastice.

Sunt indicate pentru o producție mare.

Debitul unui concasor conic se poate aprecia cu formula :

$$q = \frac{\pi D_i (d + r) 2 r \varphi n \cdot 60}{\operatorname{tg} \beta + \operatorname{tg} \beta_1}, \quad (21)$$

în care :

q este debitul concasorului, în m^3/h ;

D_i — diametrul inferior al conului concasor, în m ;

β și β_1 — unghiurile de înclinare ale conurilor măcinătoare ;

r — excentricitatea, în m ;

φ — coeficient de afânare a materialului ;

n — turația arborelui, în rot/min ;

d — diametrul bucăților ce ies, în m.

Puterea motorului pentru concasoarele conice se apreciază cu formula :

$$P = \frac{\sigma^2 n D_i (D^2 - d^2)}{550\,000 E \eta}, \quad (22)$$

în care :

- P — este puterea motorului, în CP ;
 η — randamentul transmisiei ;
 D și d — diametrele bucăților care intră și care ies, în cm ;
 n — turația arborelui, în rot/min ;
 E — modulul de elasticitate al materialului, în kgf/cm² ;
 σ — tensiunea ce ia naștere la deformare, în kgf/cm² ;
 D_i — diametrul inferior al conului concasor, în cm.

4. Moară cu clopot pentru uruială

Această moară este o mașină (fig. 10) care, constructiv, se aseamănă cu concasorul conic (fig. 7), de care se deosebește prin faptul că fărâmătorul conic b , calat pe arborele vertical c cu lagăre la ambele capete, se mișcă centric, fiind acționat de o pereche de roți conice d , în legătură cu arborele e .

Spațiul de măcinare este format de corpul mașinii a , cu suprafața striată, turnat din fontă rezistentă la uzură. Materialul se introduce în mașină prin pâlnia f , se macină trecând prin moară, și, cu ajutorul paletei g , este evacuat prin jghiabul h .

În tabela 12 sunt date dimensiunile, debitul și puterea morilor cu clopot.

Morile cu clopot sunt folosite la măcinarea gipsului, a sării de bucătărie, a sulfatilor, argilelor, oaselor degresate, etc., adică a materialelor semitari.

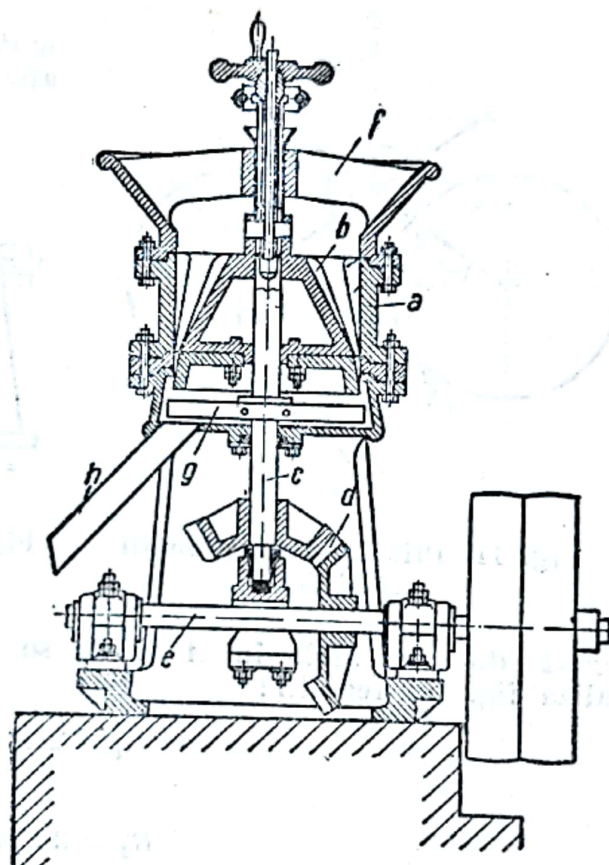


Fig. 10. Moară cu clopot pentru uruială.

Dimensiunile, debitul și puterea morilor cu clopot

Tabela 12

Diametrul spargătorului conic	Greutatea aproximativă a mașinii	Turația medie a roții	Dimensiunea maximă a materialului de alimentare	Dimensiunea minimă a măci- natului la deschiderea minimă	Debitul mediu de material mă- cinat semitar la deschiderea minimă	Puterea medie de regim
mm	t	rot/min	mm	mm	t/h	kW
600	2	200	70	0-6	3,5	5
800	3	200	80	0-8	4,5	6
1 000	5	200	100	0-10	6,0	8
1 200	7,5	200	120	0-15	9,0	11

CONCASOARE CU CILINDRI

Principiul de funcționare a acestor mașini este redat în fig. 11 și 12. Materialul supus măcinării este apucat de cei doi cilindri O_1 și O_2 , care se învârtesc în sens contrar și cu viteză egală. Presupunând că materialul care intră între cei doi cilindri are forma sferică, el suportă, din partea fiecărui cilindru, câte un efort P , a căror rezultantă este R_1 .

În punctele de contact al cilindrului cu materialul apar forțele de frecare P_f , a căror rezultantă este R_2 .

După cum $R_1 > R_2$ sau $R_1 < R_2$, materialul va fi împins înapoi sau va fi apucat și fărâmat de cilindri. Unghiul α ,

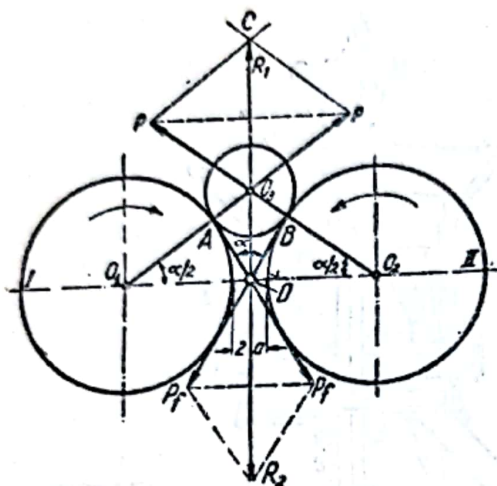


Fig. 11. Principiul funcționării cilindrilor.

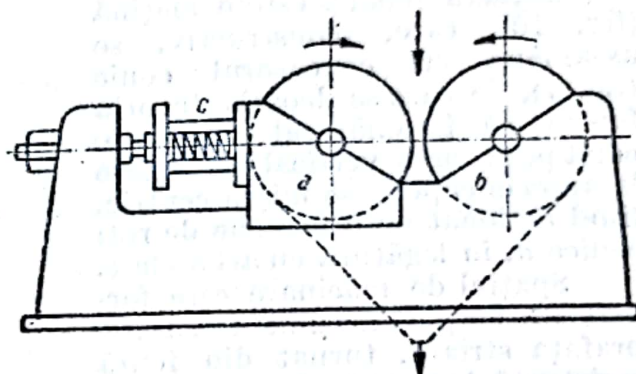


Fig. 12. Principiul funcționării cilindrilor.

format de tangentele în A și B , se numește unghiul de apucare. Din analiza fig. 11 rezultă :

$$R_1 = 2 P \sin \frac{\alpha}{2}$$

$$R_2 = 2 P f \cos \frac{\alpha}{2}$$

în care f este coeficientul de frecare ($P_f = P f$).

Condiția pentru a obține concasarea materialului fiind $R_2 > R_1$, este necesar ca :

$$2 P f \cos \frac{\alpha}{2} > 2 P \sin \frac{\alpha}{2}$$

și

$$f > \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}$$

Punând

$$f = \operatorname{tg} \varphi$$

rezultă

$$\operatorname{tg} \varphi > \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}$$

sau

$$2 \varphi > \alpha.$$

(23)

Formula (23) este identică cu formula (16) pentru concasorul cu făci.

Din formula (23) rezultă că, pentru funcționarea concasorului cu cilindri, este necesar ca unghiul de apucare α să fie mai mic decât dublul unghiului de frecare. În practică, se iau, pentru α , valori între 30 și 36°.

Pentru ca o bucată de material să fie apucată de cilindri și supusă concasării trebuie ca diametrul ei, $2r$, să fie mai mare decât $2a$, deschiderea dintre cilindri. Din triunghiul O_1DO_2 , rezultă:

$$\cos \frac{\alpha}{2} = \frac{O_1D}{O_1O_2} = \frac{R+a}{R+r}, \quad (24)$$

de unde:

$$r = \frac{R \left(1 - \cos \frac{\alpha}{2} \right) + a}{\cos \frac{\alpha}{2}}. \quad (25)$$

Cu valori determinate pentru α și a se găsește raportul dintre R și r . Pentru cilindri care se ating, $2a = 0$; rezultă că:

$$R \cong 20r, \quad (26)$$

adică diametrul bucăților supuse concasării trebuie să fie de 20 de ori mai mic decât diametrul cilindrilor. Mărind distanța dintre cilindri, crește și diametrul bucăților. În practică s'a constatat că valoarea optimă pentru 2α este de 32°. Pe baza considerentelor de mai sus s'a calculat și întocmit tabela 13, în care este dată mărimea materialului supus mărunțirii, ce poate fi apucat de diferiți diametri și deschideri ale cilindrilor.

Tabela 13

Mărimea materialului supus mărunțirii

Diametrul cilindrilor	Distanța dintre cilindri						
	mm						
	20	16	13	10	6	3	0
mm	Mărimea materialului care poate fi apucat și măcinat						
	mm						
915	57	53	49	47	44	39	37
700	50	47	45	40	38	35	32
660	48	44	40	37	34	30	26
610	44	40	38	34	32	28	24
510	40	37	34	32	28	24	21
410	36	33	30	26	22	19	16
230	28	25	22	19	16	13	9

Ca și la concasările cu fălci, pentru a se evita defectarea cilindrilor în cazul când între ei pătrund bucăți de materiale străine foarte dure, unul dintre cilindri cedează datorită arcului c , dacă solicitarea depășește o anumită limită; după trecerea materialului, cilindrul revine în poziția normală de lucru.

Cilindrii a și b ai concasorului se rotesc, de obicei, cu viteze egale; în acest caz, acțiunea de mărunțire constă, mai mult, într'un efect de strivire și, mai puțin, de frecare.

Dacă vitezele cilindrilor sunt diferite, pe lângă acțiunea de strivire apare și o acțiune de frecare, ceea ce duce la obținerea unui produs cu mult praf. În general, se recomandă ca raportul dintre vitezele cilindrilor să fie cât mai aproape de unitate (de obicei 0,98).

Uzura cilindrilor este mai pronunțată când viteza periferică este mare, mai ales dacă materialul supus mărunțirii este dur și dacă gradul de mărunțire este ridicat. Mai jos se dau vitezele periferice și turația unor cilindri.

Diametrul cilindrului mm	Viteza periferică m/s	Turația rot/min
500 - 900	2-3	44
900 - 1200	4-6	4

Cilindrii concasorului se confecționează din fontă sau din oțel aliat cu mangan, cu crom sau chiar cu nichel. Miezul concasorului se confecționează, uneori, din fontă obișnuită, și numai suprafața exterioară din oțeluri speciale.

Pentru industria chimică, în cazuri speciale, se confecționează concasoare cu cilindri de porțelan, granit, porfir, etc. Suprafața cilindrilor poate fi netedă, striată sau chiar cu dinți. Vârfurile striurilor și dinții apucă materialul și îl strivesc; deaceia, cilindrii cu striuri sau cu dinți pot apuca bucăți de material de două ori mai mari decât cilindrii netezi. Prin alimentarea constantă și uniformă a cilindrilor se poate obține o funcționare uniformă și economică, mai ales dacă gradul de mărunțire este cuprins între 3 și 5.

Concasoarele cu cilindri pot fi utilizate și la concasarea preliminară (grossolană). Debitul unui concasor cu cilindri este proporțional cu volumul benzii teoretice de material care pătrunde printre cilindri. În practică, această deschidere variază între 0,25 și 16 mm. Practic, capacitatea, în kgf/h, se poate determina cu formula:

$$Q = 3\,600 \mu v l b \gamma \quad (27)$$

în care:

μ este coeficientul de umplere, egal cu: 0,2—0,3 pentru roce dure și 0,5—0,6 pentru materiale plastice umede (argile);

l — lungimea cilindrului, în m;

b — lățimea totală a deschiderii (fantei) dintre cilindri, inclusiv distanțarea, în funcție de elasticitatea arcurilor ($b = 2a$), în m;

γ — greutatea specifică a materialului concasat, în kgf/m³;

v — viteza periferică a cilindrului $\left(\frac{\pi d n}{60}\right)$, în m/s, unde:

d — diametrul cilindrului, în m;

n — turația, în rot/min.

Introducând turația în locul vitezei, formula (27) devine:

$$Q = \frac{3\,600 \mu \pi d n b l \gamma}{60}$$

de unde:

$$Q = 376,8 d b l n \gamma \mu \quad (28)$$

Debitul real de măcinare în concasor este însă 25—75% din cel teoretic, aceasta depinzând, în primul rând, de finețea produsului rezultat.

Puterea necesară acționării cilindrului, în CP, se calculează cu ajutorul formulei :

$$P = \frac{lRn}{13\,000} \left(r + \frac{R^2}{6\,000} \right), \quad (29)$$

în care :

- R este raza cilindrului, în cm ;
- r — raza bucăților de material, în cm ;
- l — lungimea cilindrului, în cm ;
- n — turația, în rot/min.

În tabelele 14 și 15 sunt date dimensiunile, debitul și puterea concasoarelor cu cilindri netezi (după OST 3433) și ale celor cu cilindri canelați (după OST 3434).

În tabelele 16 și 17 se dau tipurile principale de concasoare cu cilindri construite în U.R.S.S.

1. Cilindri de mărunțire preliminară

Aceste mașini (fig. 13) sunt formate din doi cilindri spărgători a și b , înzestrați cu inele cu colți de fărâmare de oțel turnat, foarte dur. Cilindrii sunt fixați pe câte un arbore pătrat c și d , montați în cadrul metalic e . Unul dintre arbori este pus în mișcare prin intermediul unui angrenaj g , acționat de roata cu curea f . Ambii cilindri se rotesc cu viteze egale și în sens contrar. Când, între cilindri, pătrunde material foarte dur, arborele c cedează, deplasându-se în rama e ; readucerea în poziția normală se face prin dispozitivul cu arc i .

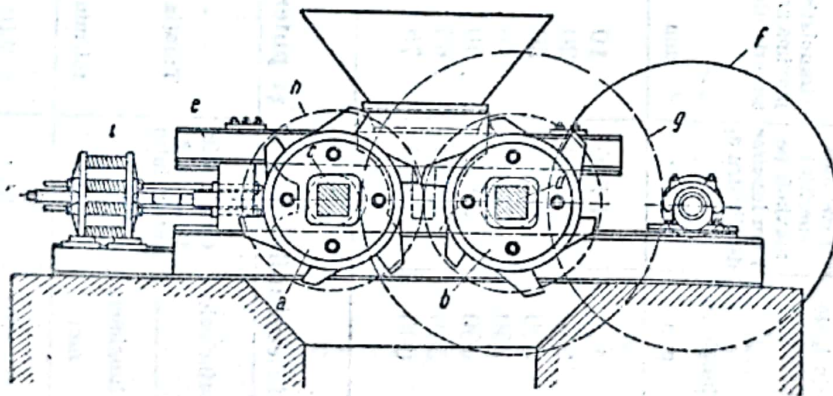


Fig. 13. Cilindri de mărunțire preliminară.

În tabela 18 sunt date dimensiunile, debitul și puterea cilindrilor de mărunțire preliminară.

Cilindrii de mărunțire preliminară sunt folosiți la mărunțirea materialelor semitari (marnă, calcar, gips, șisturi argiloase, etc.). Față de concasoare, ei prezintă avantajul că produc un material mai omogen și cu mai puțin praf.

Tabela 14

Dimensiunile, debitul și puterea concasoarelor cu cilindri netezi (după OST 3433)

Nr. concasorului	Dimensiunile principale		Prestunea specifică maximă pe 1 cm lungime de cilindru σ_1 kgf/cm	Granulația maximă 2r a materialului mm	Turația maximă rot/min	Capacitatea minimă în funcție de lățimea 2a a spațiului dintre cilindri pentru material cu $\gamma=1,6$ t/m ³		Puterea maximă instalată kW	Dimensiunile de montaj $l_n \times l_a \times h$ mm	Greutatea aproximativă t
	diametrul mm	lungimea mm				deschiderea 2a mm	Q t/h			
1	200	125	1 500	10	300	4	1,8	3	800 × 800 × 550	2
2	400	250	1 500	20	200	6	8,0	6,5	180 × 1 450 × 900	3
3	600	300	2 500	30	150	8	15,5	10,5	2 450 × 2 100 × 1 300	6,5
4	800	350	3 000	40	120	12	32,0	20,5	3 400 × 2 850 × 1 650	14,5
5	1 000	400	3 000	50	100	14	53,0	30,0	3 700 × 3 200 × 1 900	28,0
6	1 200	500	4 000	60	100	16	83,0	51,5	4 000 × 3 300 × 2 200	32,5
7	1 500	600	4 000	75	80	18	103,0	59,0	5 600 × 3 300 × 3 000	35,0

Tabela 15

Dimensiunile, debitul și puterea concasoarelor cu cilindri canelați (după OST 3434)

Nr. concasorului	Dimensiunile principale		Granulația maximă a materialului intrat mm	Turația rot/min	Capacitatea maximă t/h			Puterea maximă instalată kW	Dimensiunile de montaj $l_n \times l_a \times h$ mm	Greutatea aproximativă t
	diametrul mm	lungimea mm			pentru cărbune	pentru cocs	pentru roce moale cu $\gamma=1,4$ t/m ³			
1	350	500	35	240	24	12	40	14,5	2 000 × 1 750 × 750	3,0
2	350	1 000	35	240	48	24	80	29,0	2 000 × 2 250 × 750	4,0
3	500	600	50	170	30	15	60	20,0	2 200 × 1 850 × 900	4,0
4	500	800	50	170	40	20	75	27,0	2 200 × 2 100 × 900	4,5
5	600	1 200	60	140	60	30	110	37,0	2 400 × 2 600 × 1 000	7,0

Mărunțirea, măcinarea și sortarea

Tabela 16

Caracteristicile câtorva tipuri de conecsoare cu cilindri care se fabrică în mod curent în uzinele din U.R.S.S.

Denumirea	Nr. 1	Nr. 2	Nr. 3	C. M.—12
Diametrul cilindrului mm	260	320	550	610
Lungimea cilindrului mm	260	260	275	400
Puterea CP	80	70	50	75
Turația rot/min	2	3	8	20—35
Capacitatea pentru o deschidere între cilindri de 5—6 mm . . . t/h	1	1,5	4,0	10—12
Dimensiunile de montaj $l_n \cdot l_a \cdot h$ m	$2 \times 1,5 \times 0,8$	$2,3 \times 1,7 \times 1$	$3,3 \times 2,6 \times 1,3$	$2,24 \times 1,72 \times 1,18$
Greutatea t	1,25	1,5	4,0	3,4

Tabela 17

Caracteristicile câtorva tipuri de conecsoare cu cilindri dințați, care se fabrică în mod curent în uzinele din U.R.S.S.

Denumirea	Nr. 2	Nr. 3	Nr. 4
Diametrul cilindrului mm	500	550	620
Lungimea cilindrului mm	350	455	475
Turația axului principal rot/min	70	70	70
Turația rot/min	200	215	215
Puterea CP	8—10	10—12	12—15
Capacitatea m ³ /h	4,5—6	7,5—9	9—15
Dimensiunile de montaj $l_n \cdot l_a \cdot h$ mm	$1,85 \times 1,7 \times 0,98$	$1,86 \times 2,54 \times 1,8$	$1,9 \times 2,56 \times 1,85$
Greutatea aproximativă	2,2	2,7	3,3

2. Moară cu cilindri pentru uruială

Morile cu cilindri (fig. 14) au o construcție asemănătoare cu aceea a cilindrilor de mărunțire preliminară (fig. 13) și de mărunțire intermediară (fig. 12), elementele principale fiind doi cilindri c și d , căptușiți cu manșoane rezistente la uzură e și f , care pot fi netede sau striate. Cilindrii sunt calați pe arborii a și b .

Deschiderea dintre cilindri poate fi reglată printr'un dispozitiv special, montat pe cadrul metalic al mașinii. În cazul când între cilindri pătrund bucăți de corpuri foarte dure, cilindrul d cedează, fiind readus imediat în poziția normală, cu ajutorul unui dispozitiv cu arc.

Materialul pentru mărunțit este introdus prin pâlnia *g*, fiind dirijat uniform spre deschiderea cilindrilor, cu dispozitivul *h*. Acționarea cilindrilor se face cu roți cu curea, montate pe arborii cilindrilor.

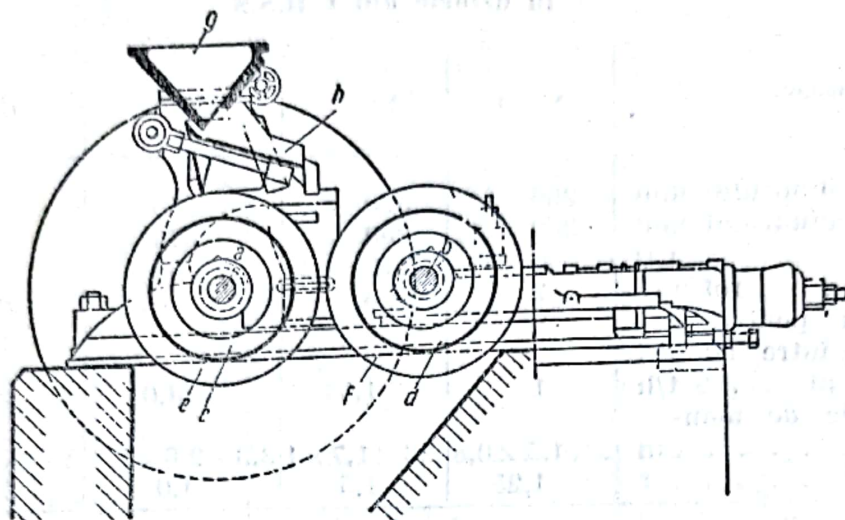


Fig. 14. Moară cu cilindri.

Tabela 18

Dimensiunile, debitul și puterea cilindrilor de mărunțire preliminară

Diametrul cilindrilor	Lungimea cilindrilor	Turația	Greutatea aproximativă a mașinii	Mărimea bucăților de alimentare la 120 mm deschidere	Debitul mediu de material semitare	Puterea medie de regim
mm	mm	rot/min	t	mm	t/h	kW
1 000	1 000	25	25	500	100	40
1 300	1 100	20	35	600	120	50
1 600	1 200	15	70	700	150	60

3. Concatorul cu un cilindru striat

Concatorul este constituit (fig. 15) dintr'un cilindru *a*, înzestrat cu striuri groase, montat pe arborele *b*, care se rotește în interiorul unei carcase metalice *c*, cu pereții striati, având, la partea inferioară, un grătar format din barele *d*, pe care materialul este presat și mărunțit. Carcasa este căptușită cu plăci de material rezistent la uzură. Mărimea materialului mărunțit depinde de distanțele dintre barele care formează grătarul; această distanță poate fi modificată prin înlocuirea barelor cu bare de alte dimensiuni.

Dimensiunile, debitul și puterea concatoarelor de acest tip sunt date în tabela 19.

Această mașină este utilizată pentru mărunțirea materialelor semitari, friabile și nelipicioase (gips, cretă, cărămizi, sguri, marnă, etc.). Nu este o mașină prea rezistentă, deoarece elementul spărgător se uzează repede; deaceia, este puțin utilizată în practica mărunțirii.

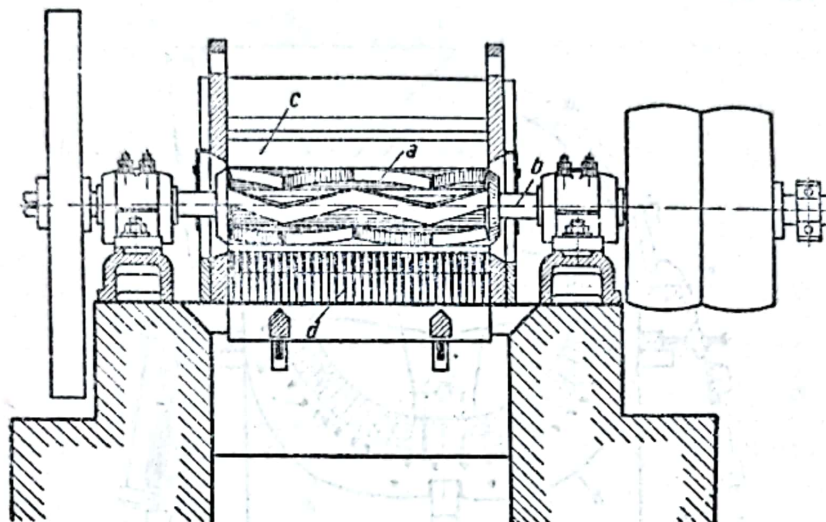


Fig. 15. Concaser cu un cilindru striat.

Tabela 19

Dimensiunile, debitul și puterea concasoarelor cu un cilindru striat

Diametrul cilindrilor	Lungimea cilindrilor	Turația roții motoare	Mărimea maximă a materialului de alimentare	Debitul mediu de material mărunțit la 5 mm deschidere între bare	Greutatea aproximativă a mașinii	Puterea medie de regim
mm	mm	rot/min	mm	t/h	t	kW
200	500	300	60	2	1,8	3
250	700	300	80	4	3,0	6
300	900	250	100	7	4,0	10

CONCASOARE CU CIOCANE

1. Concaser cu ciocane cu unul și doi arbori

Concaserul cu ciocane (fig. 16) se compune dintr'un corp (carcasă) de fontă turnată a, de formă cilindrică, căptușit la interior cu plăci care pot fi ușor înlocuite. La partea superioară, aparatul este înzestrat cu pâlnia de încărcare b. Rotorul este format din arborele c și din brațele în cruce d, care, la capete, au ciocane f, articulate de brațe prin intermediul unor bolțuri e.

inv. 185912

Pentru a se evita ca în concasor să ajungă bucăți prea mari, pâlnia *b* este înzestrată cu un grătar, confecționat din bare *g*. Materialul mărunțit este evacuat din spărgător prin grătarul dela fundul carcasei, format din barele longitudinale trapezoidale *i*, montate în segmente *h*, care pot fi ușor demontați și înlocuiți, prin ușa *k*.

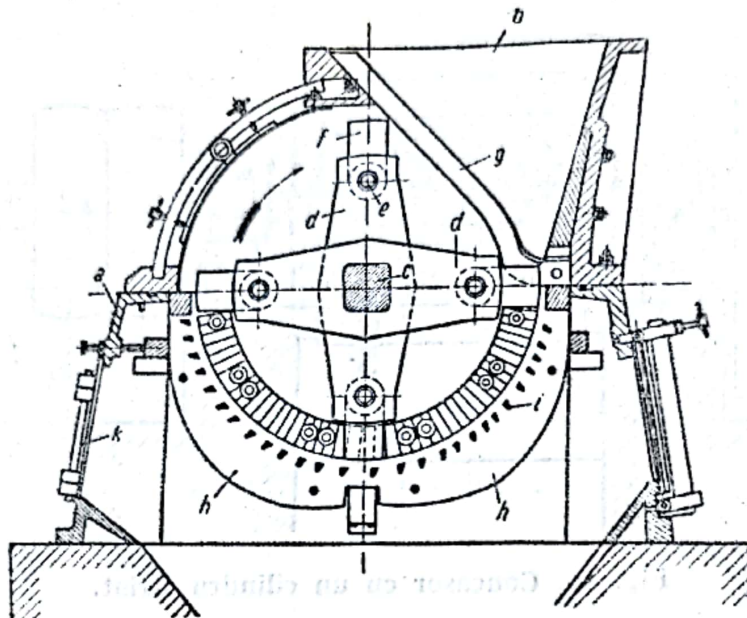


Fig. 16. Concaser cu ciocane cu un arbore.

Acționarea se face prin intermediul unei roți cu cureaua. Arborele este echipat cu un volant. Concaserul cu ciocane este utilizat la mărunțirea preliminară a materialelor semitari (calcar, marnă, gips, etc.).

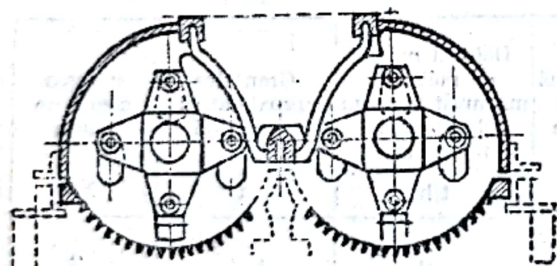


Fig. 17. Concaser cu ciocane cu doi arbori.

Avantajul pe care îl prezintă folosirea acestui tip de concasore constă în obținerea unui grad mare de măcinare. Se obține, deasemenea, o cantitate oarecare de praf și de griș, ceea ce adeseori nu este de dorit. Se recomandă, mai ales, în industria cimentului, unde se folosesc mult concasorele cu ciocane cu doi arbori (fig. 17).

Tabela 20

Dimensiunile, debitul și puterea concaserului cu ciocane cu un arbore

Diametrul interior al spațiului de măcinare	Lățimea interioară a spațiului de măcinare	Turația	Greutatea aproximativă a mașinii	Dimensiunea maximă a materialului de alimentare	Debitul mediu la o distanță între bare de 40 mm	Puterea medie de regim
mm	mm	rot/min	t	mm	t/h	kW
1 300	800	600	10	300 × 600	50	50
1 600	1 000	500	16	400 × 700	80	75
2 000	1 500	400	30	700 × 1 000	120	100

Tabela 21

Caracteristicile concasoarelor cu ciocane cu doi arbori

Dimensiunile orificiului de alimentare	Diametrul rotorului	Numărul ciocanelor	Turația	P r o d u c Ț i a		Puterea motorului	Greu- tatea conca- sorului
				Distanța între bare 25 mm	Distanța între bare 15 mm		
mm	mm	bucăți	rot/min	t	t	CP	t
1 490 × 1 060	—	16	—	115—150	70—90	110—145	25
1 490 × 1 430	1 500	24	300	170—220	100—130	160—216	33
1 490 × 1 800	—	32	—	230—300	127—160	210—270	44
2 200 × 1 100	1 800	40	250	320—400	190—240	300—400	75

În tabela 20 sunt date caracteristicile concasorului cu ciocane cu un arbore, iar în tabela 21, cele ale concasorului cu ciocane cu doi arbori.

2. Moară cu ciocane pentru uruială

Moara cu ciocane pentru uruială (fig. 18) se aseamănă constructiv cu concasorul cu ciocane din fig. 16. Pe arborele mașinii, *a*, sunt fixate roțile *b*. Între fiecare două roți sunt 4 — 6 sdrobitoare sau ciocane *c*. Sdrobitoarele sunt artichate astfel, încât, în timpul învârtirii arborelui, ele tind să ia o poziție radială, sdrobind materialul. Partea de jos a carcasi metalice semicirculare *e* este înzestrată cu grătarul *f*, a cărui deschidere poate fi variată prin înlocuirea barelor *g*. Corpul superior al carcasi mașinii se captește cu plăci rezistente la uzură *h*.

Moara cu ciocane este folosită la măcinarea materialelor semitari de toate sorturile, dând un măcinat cu multă făină (sare de bucătărie, ligniți pentru brichetare, marne, etc.).

În tabela 22 sunt date dimensiunile, debitul și puterea morilor cu ciocane (după OST 3436), iar în tabela 23, caracteristicile tipurilor mai des construite în U.R.S.S.

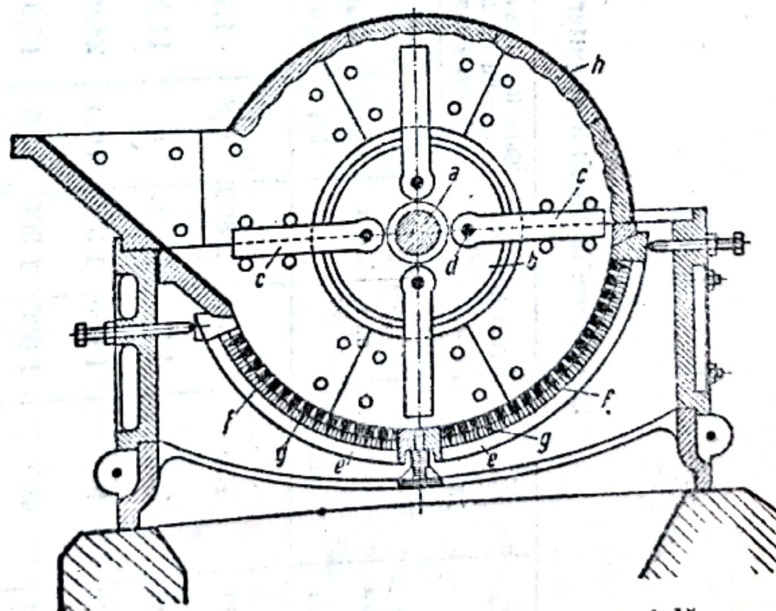


Fig. 18. Moară cu ciocane pentru uruială.

Tabela 22

Dimensiunile, debitul și puterea morilor cu ciocane (după OST 3436)

Dimensiunile principale		Lățimea gurii de încărcare mm	Turatia rotorului rot/min		Capacitatea la o distanță a barelor grătarului de 25 mm, la turatia minimă și maximă a rotorului				Puterea maximă instalată la turatia		Dimensiunile de montaj $l_n \times l_a \times h$ m	Greutatea aproximativă t
Diametrul mm	Lungimea mm		min	max	pentru calcar		pentru cărbune		minimă kW	maximă kW		
					n_{min} t/h	n_{max} t/h	n_{min} t/h	n_{max} t/h				
375	200	150	1 500	2 800	0,8	1,7	1,7	2,5	7	10	$0,7 \times 0,95 \times 0,72$	0,5
450	600	200	1 250	2 300	6	11,5	10,0	15,0	20	35	$0,77 \times 1,5 \times 0,75$	1,6
800	600	400	1 000	1 300	19,5	28,0	36,0	48,0	55	70	$1,3 \times 2,1 \times 1,2$	3,8
800	900	400	1 000	1 300	31,5	48,0	62,0	92,0	80	100	$1,3 \times 2,5 \times 1,2$	4,7
1 000	800	500	800	1 000	34,0	54,0	66,5	106,0	85	120	$1,4 \times 2,5 \times 1,42$	7,9
1 000	1 200	500	800	1 000	52,0	84,0	98,0	147,5	120	180	$1,4 \times 3,1 \times 1,45$	11,7
1 300	1 200	650	600	800	67,5	102,0	126,0	170,0	150	210	$1,75 \times 3,15 \times 1,75$	16,5
1 300	1 600	650	600	800	102,0	180,0	169,0	276,0	200	280	$1,8 \times 3,6 \times 1,8$	19,0

Tabela 23

Caracteristicile unor tipuri de concăsoare și de mori cu ciocane care se fabrică în mod curent în uzinele din U.R.S.S.

Caracteristicile	Concasor cu ciocane în formă de π	Concasor și mori cu ciocane cu discuri			
		$d = 1\ 000\text{ mm}$	$d = 800\text{ mm}$	$d = 600\text{ mm}$	$d = 300\text{ mm}$
Diametrul și lungimea rotorului mm	710 × 350	1 000 × 800	800 × 400	600 × 300	300 × 300
Turația motorului rot/min	1 200	580—950	950—1 300	1 450	1 460
Numărul ciocanelor . . .	6	248	72	—	144
Puterea motorului . . CP	16—24	100—160	36—63	27	—
Dimensiunile pentru montaj $l_n l_a \cdot h$ m	1,12 × 1,17 × 1,35	2,04 × 1,85 × 1,52	1,35 × 1,0 × 1,18	1,46 × 1,04 × 0,7	—
Deschiderea dintre barele grătarului mm	12	40	13	—	—
Capacitatea mașinii . t/h	2,5—5	34—100	6—10	—	1—2
Greutatea mașinii . . t	—	5,85	2,0	—	—
Greutatea unui ciocan kg	5	11,3	4,2	—	0,2

DESINTEGRATORI

1. Desintegratorul propriu zis

Desintegratorii sunt cunoscuți și sub numirea de mori centrifuge cu discuri. Ei se compun din două discuri *a* și *b* (fig. 19), confecționate din inele de tablă, pe care sunt montate, în cercuri concentrice, bare de oțel *c*. Cercurile de bare de oțel sunt astfel montate, încât se intercalează concentric. Discurile montate pe arborii orizontali *d* și *e*, în legătură cu motorul care acționează întregul sistem, se mișcă în interiorul unei carcase metalice *f* foarte rezistente. Prin manevrarea roții *h*, un dispozitiv *g* permite apropierea sau îndepărtarea discurilor între ele, pentru a face posibile degajarea sau curățirea.

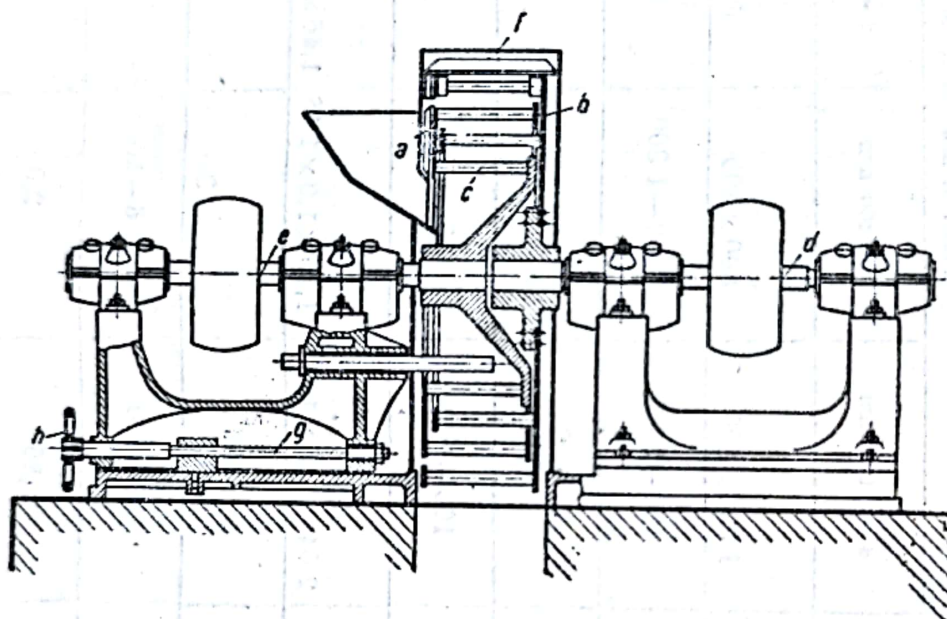


Fig. 19. Desintegrator.

Acest tip de mașină este folosit la mărunțirea materialelor moi (sare, cărbune, cretă, gips, turbă, turte oleaginoase, superfosfați) servind, mai ales, pentru omogenizarea materialului.

În tabela 24 sunt date dimensiunile, debitul și puterea desintegratorilor centrifugi cu două discuri a câte trei rânduri de bare fiecare (după OST 3486).

2. Moară cu bătător în cruce

Moara (fig. 20) se compune dintr-o carcasă de fontă *a*, străbătută de arborii *d*, care se sprijină pe lagărele *b* și *c*. Pe arbore este montat butucul *f* cu elementele de măcinare, bătătorii în cruce *e*.

Carcasa morii este căptușită la interior cu plăci rezistente la uzură, partea inferioară terminându-se cu un grătar format din barele *g*, a căror deschidere (până la 1 mm) poate fi variată prin bare de schimb. Alimentarea cu material se face prin pâlnia *h*.

În tabela 25 sunt date caracteristicile morilor cu bătător în cruce.

Tabela 24

Dimensiunile, debitul și puterea desintegratorilor centrifugli (după OST 3486)

Dimensiunile		Turatia rot/min		Dimen- siunile bucăți- lor de alimen- tare mm	Capacitatea t/h					Puterea kW		Dimensiunile de montaj $l_n \times l_a \times h$ mm	Greutatea aproximativă a mașinii t
Diamet- rul mm	Lungi- mea mm				argilă 0,2 mm	cărbune		calcar de 0,2 mm		la n_{max}	la n_{min}		
		1 mm	0,2 mm			la n_{max}	la n_{min}						
400	100	1 250	900	25	0,4	1,5	0,5	0,3	0,15	2,2	1,5	1,0 × 0,5 × 0,7	0,25
500	150	1 000	720	30	0,9	3,0	1,5	0,6	0,3	3,8	2,2	1,5 × 0,7 × 0,8	0,60
800	200	800	450	45	1,7	6,0	3,0	2	1	7,4	4,4	2,2 × 1,12 × 1,4	1,32
1 000	250	600	350	50	3,0	10	5,0	4	2	11,0	6,6	2,9 × 1,34 × 1,55	2,40
1 350	300	450	260	55	5,0	20,5	10	9	4	18,4	11	2,9 × 1,74 × 1,7	3,5
1 600	400	300	220	65	9,0	40	20	15,5	9	25,8	18	4,0 × 2,2 × 2,2	6,5
2 000	500	420	180	75	16	90	45	57	29	59,0	36,8	4,5 × 2,6 × 2,5	8,0
2 500	700	190	140	90	30	180	90	150	13	132,4	88,3	4,9 × 3,2 × 2,8	9,2

Acest tip de mașină este utilizat la mărunțirea materialelor semitari (sare, calcar, gips, oase degresate, etc.).

Tabela 25

Dimensiunile, debitul și puterea morilor cu bătător în cruce

Diametrul interior al carcaser	Lungimea carcaser morii	Turația medie a roții	Mărimea maximă pentru materialul de alimentare	Debitul mediu de material semitar la 3 mm deschidere	Greutatea aproximativă a mașinii	Puterea medie de regim
mm	mm	rot/min	mm	t/h	t	kW
300	70	2 500	10	0,4	0,2	1,5—3
400	70	2 000	20	0,8	0,4	3—5
600	120	1 700	30	1,2	0,6	4—6
800	140	1 250	40	2,5	1	7—10
1 000	160	1 000	50	3,5	1,6	10—15
1 350	180	850	60	6,0	2,5	15—20

3. Moară cu pinteni

La aceste mașini (fig. 21), mărunțirea se realizează prin lovirea unor pinteni *a*, fixați pe un disc metalic de butucul *b*, calat pe arborele *c*, acționat de roata motoare *d*. Materialul de măcinat este introdus în pâlnia *e*, de unde, cu ajutorul unui dispozitiv de alimentare automată *g*, trece în pâlnia *f*, și, de aici, în moară, de unde, mărunțit, cade pe grătarul *h*, care poate fi potrivit pentru deschideri de 1,5—3 mm. Carcasa mașinii este căptușită la interior cu plăci rezistente la uzură.

Caracteristicile morilor cu pinteni sunt date în tabela 26.

Aceste mașini sunt utilizate la măcinarea materialelor puțin tari, ca : cretă, zahăr, vopsele, etc.

Tabela 26

Dimensiunile, debitul și puterea morilor cu pinteni

Diametrul interior al carcaser morii	Lungimea interioară a carcaser	Turația roții motorului	Greutatea aproximativă a mașinii	Mărimea maximă a materialului de alimentare	Debitul mediu de material măcinat 0—3 mm	Puterea medie de regim
mm	mm	rot/min	t	mm	t/h	kW
400	180	2 500	0,4	30	1	3
600	220	1 700	0,8	40	1,5	5
800	250	1 250	1,2	50	2,5	7

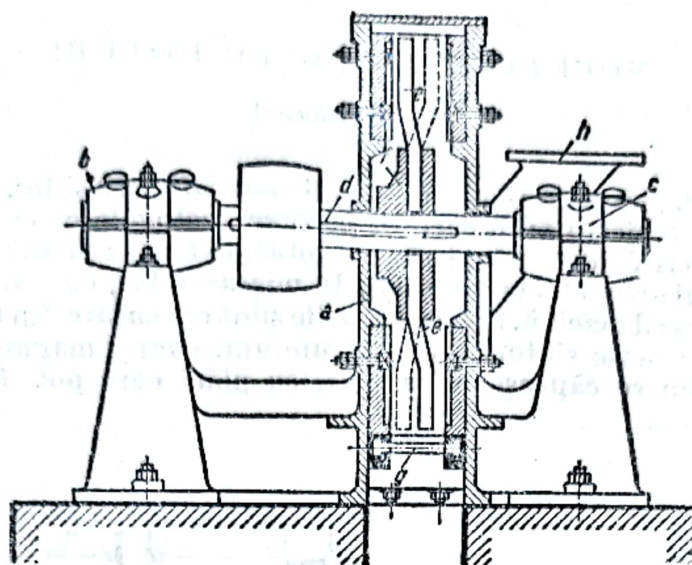


Fig. 20. Moară cu bătător în cruce.

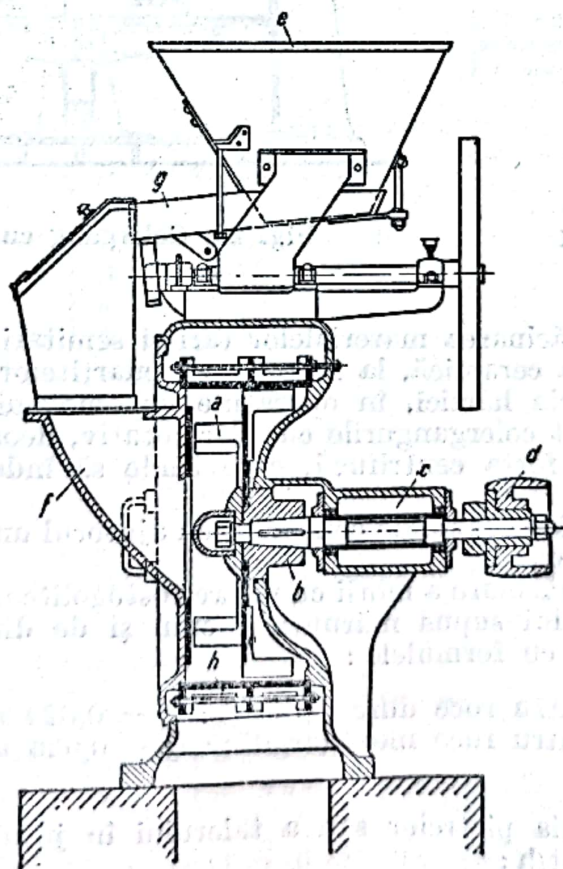


Fig. 21. Moară cu pinteni.

MORI CU PIETRE ȘI CU DISCURI

Colerganguri

Colergangurile, mori cu pietre rostogolitoare (fig. 22 și fig. 23), sunt mașini compuse din două pietre cilindrice *a*, care se rostogolesc pe un taler (masă) fix sau mobil *b*. Pietrele au două mișcări de rotație : una în jurul arborelui vertical *c* și a doua în jurul arborelui orizontal *d*. În mișcarea lor, ele calcă materialul de pe taler, îl strivesc și îl macină. Colergangurile sunt executate din fontă, din granit, din porfir sau din mase sintetice (carborundum, cuarț, magnezită cimentată). Suprafața talerului se câptușește, uneori, cu plăci care pot fi ușor înlocuite.

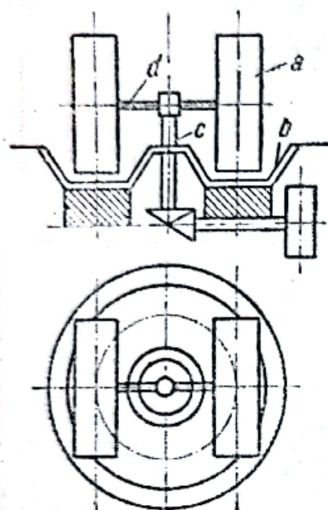


Fig. 22. Colergang cu taler fix.

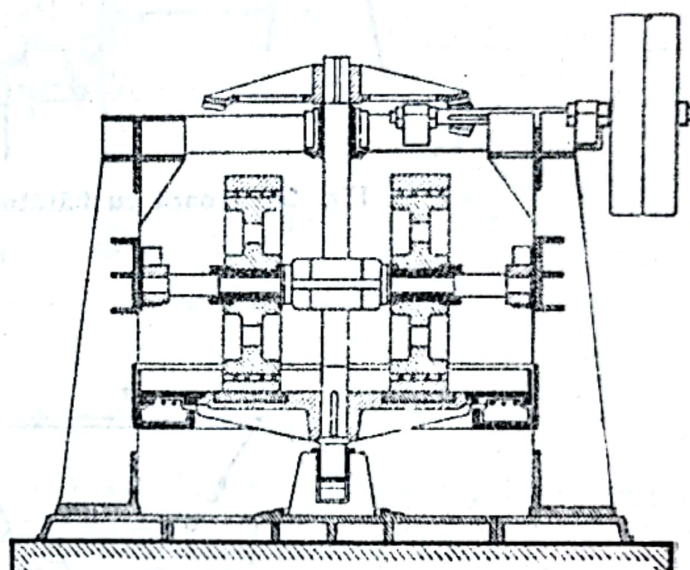


Fig. 23. Colergang cu taler rotativ.

Se folosesc la măcinarea materialelor tari și semitari, uscate sau umede, mai ales, în industria ceramică, la mărunțirea cuarțitelor, la măcinarea vopselelor, și, în industria hârtiei, în operațiile de omogenizare.

Mai practice sunt colergangurile cu taler rotativ, deoarece, la acest tip de mașini, nu intervine forța centrifugă, care tinde să îndepărteze pietrele de arborele vertical.

Descărcarea se efectuează, fie continuu, cu ajutorul unui orificiu cu grătar, fie discontinuu (manual).

Capacitatea de măcinare a morii cu pietre rostogolitoare depinde, în special, de natura materialului supus mărunțirii, cum și de dimensiunile pietrelor, și poate fi calculată cu formulele :

$$\text{pentru roce dure (granit) : } Q = 0,024 \, n G d \quad (30)$$

$$\text{pentru roce moi (argilă) : } Q = 0,036 \, n G d \quad (31)$$

în care :

n este turația pietrelor sau a talerului în jurul arborelui vertical, în rot/h ;

G — greutatea unei pietre, în kgf ;

d — diametrul talerului, în m.

Puterea necesară, în CP, se determină cu formulele :

pentru măcinare uscată :

$$P_{uscat} = \frac{GnQ}{3000}; \quad (32)$$

pentru măcinare umedă :

$$P_{umed} = \frac{GnQ}{2000}. \quad (33)$$

De obicei, colergangurile consumă 2—2,3 CP/h pentru o tonă de material granulat între 0 și 8 mm.

În tabelele 27—29 sunt date caracteristicile câtorva tipuri de colerganguri.

Tabela 27

Dimensiunile, debitul și puterea morilor cu pietre rostogolitoare (colergang), pentru măcinarea uscată (după OST 3475)

Dimensiunile pietrelor rostogolitoare $d \times b$ mm	Dimensiunea maximă a materialului de alimentare mm	Debitul t/h	Turația rot/min	Puterea CP	Greutatea aproximativă a mașinii t	Dimensiunile de montaj $l_n \times l_a \times h$ m
600 × 200	15	0,75	26	4,5	12,5	2,0 × 1,0 × 1,6
1 000 × 250	20	1,5	24	10	18	3,4 × 2,4 × 3,2
1 600 × 450	20	3	22	30	29,7	4,9 × 3,25 × 4,3
1 800 × 450	25	4	20	40	35,2	4,95 × 3,25 × 4,6
1 600 × 450	20	3	23	50	27,6	4,95 × 3,45 × 4,4

Tabela 28

Dimensiunile, debitul și puterea morilor cu pietre rostogolitoare (colergang), pentru măcinarea umedă (după OST 3475)

Dimensiunile pietrelor rostogolitoare $d \times b$ mm	Diametrul talerului cadă mm	Dimensiunea maximă a materialului de alimentare mm	Debitul t/h	Turația rot/min	Puterea CP	Greutatea t	Dimensiunile de montaj $l_n \times l_a \times h$ m
900 × 200	1 800	20	0,075—0,15	16	5	3	3,5 × 2,5 × 2,6
1 300 × 250	2 400	30	0,25—0,5	14	7,5	11,6	4,4 × 3,0 × 3,5
1 800 × 300	3 600	40	0,75—1,5	12	24,8	24,8	5,6 × 3,8 × 4,1

MORI CU BILE

1. Mori cu bile cu site

Sub această denumire se înțeleg toate mașinile la care măcinarea se produce prin căderea și frecarea bilelor sau a altor corpuri, încărcate împreună cu materialul de măcinat, într'un cilindru (fig.24), care se rotește în jurul unui arbore orizontal. Cilindrul este căptușit la interior cu plăci de material

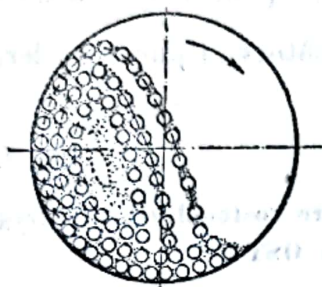


Fig. 24. Secțiune schematică printr-o moară cu bile.

dur (oțel special, silix, cuarț, porțelan, etc.).

Se construiesc mori cu bile înzestrate la interior cu unul sau cu două rânduri de site, așezate în spatele pereților tobei, astfel încât

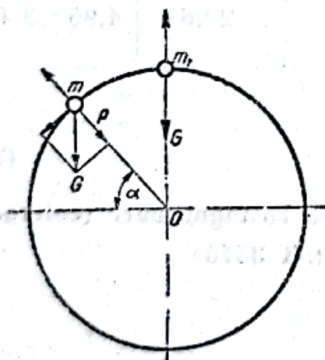


Fig. 25. Elemente de calcul pentru turația morii cu bile.

materialul, măcinat până la finețea dorită, trece prin sită și iese din zona de măcinare.

Bilele sunt confecționate din oțel, din fontă sau din cremene

Tabela 29

Caracteristicile unor tipuri de mori cu pietre rostogolitoare (colerganguri), care se construiesc frecvent în U.R.S.S.

Caracteristicile	Mori cu taler rotativ și cu pietre de granit			Idem, cu pietre de oțel 1 260 × 350	Idem, cu pietre de granit și cu talerul fix 1 730 × 540
	1 050 × 300	1 350 × 400	1 600 × 500		
Diametrul pietrei rostogolitoare mm	1 050	1 350	1 600	1 200	1 730
Lățimea pietrei mm	300	400	500	350	540
Greutatea pietrelor kgf	1 100	1 650	2 200	2 000	1 840
Turația axului cu roată, rot/min	120	90	70	120—160	—
Puterea CP	3	7	9	19	—
Capacitatea materiei dure (cuarț, șamotă) kg/h	500	1 000	1 500	1 000—1 500	750
Dimensiunile de montaj $l_n \times l_a \times h$, m	$2,7 \times 1,7 \times 2,0$	$3,4 \times 2,3 \times 2,6$	$4,1 \times 3,0 \times 3,0$	$4,35 \times 2,75 \times 2,87$	—
Greutatea t	5,6	10,55	17,8	11,6	—

(silex), cu diametrul între 20 și 120 mm. Morile cu bile pot măcina material uscat sau umed. Ele prezintă o mare siguranță în funcționare. Sunt utilizate aproape în toate ramurile industriei și pot fi confecționate pentru debite care variază de la câteva kilograme până la zeci de tone pe oră, pentru gradele de fineță cele mai diferite.

Teoria mărunțirii în morile cu bile. Pentru ca bila să cadă, trebuie ca greutatea ei să fie mai mare decât forța centrifugă (fig. 25):

$$G > c, \text{ sau cel puțin } G = c, \quad (34)$$

adică:

$$G = \frac{12 G w^2}{dg} = \frac{2 G n^2 d^2 \pi^2}{3600 dg}$$

unde:

G este greutatea bilei, în kgf;

$d = 2R$ — diametrul tobei morii, în m;

$g = 9,81$ — accelerația pământescă în m/s^2 ;

$$c = \frac{mw^2}{R} = \frac{Gw^2}{gR} \text{ — forța centrifugă, în kgf;}$$

$$w = \frac{\pi d n}{60} \text{ — viteza periferică, în m/s;}$$

n — turația, în rot/min.

Rezultă:

$$2 n^2 \pi^2 d = 3600 g,$$

de unde:

$$n = \frac{60}{\pi} \sqrt{\frac{g}{2d}} = \frac{42,4}{\sqrt{d}}. \quad (35)$$

Practic, morile cu bile se construiesc astfel, încât turația să fie cuprinsă între:

$$n = \frac{23}{\sqrt{d}} \text{ și } n = \frac{128}{\sqrt{d}}. \quad (36)$$

Randamentul morilor cu bile crește cu diametrul tobei. Randamentul morilor cu bile se mărește, dacă se lucrează umed. Se deosebesc mori cu bile cu încărcare discontinuă (fig. 26), printr-o deschidere în tobă, sau cu încărcare continuă, prin arbore, cu ajutorul unui melc de alimentare.

V. A. Tovarov a propus, pentru calculul capacității de producție a morii, formula:

$$Q_v = \frac{q K g_v}{1000} \cdot 6,7 \sqrt{V d} \sqrt{\frac{G}{V}} \eta \quad (37)$$

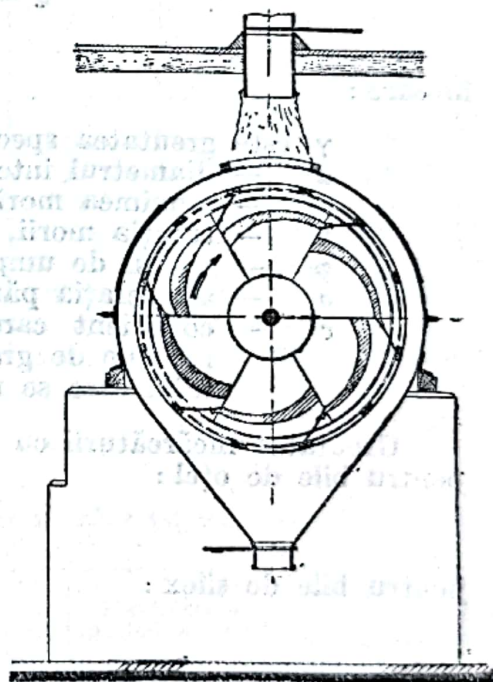


Fig. 26. Moară cu bile cu încărcare discontinuă.

în care :

- Q_v este capacitatea de producție la măcinarea fină, cu $y\%$ reziduu pe sita nr. 0,12, în t/h ;
 q — capacitatea specifică de producție la măcinarea materialului în kg/h kW ;
 K — rezistența substanței la măcinat ;
 g_v — coeficientul de corecție pentru trecerea dela fineta de măcinare, caracterizată prin reziduu pe sită nr. 0,063 egal cu 10%, la fineta de măcinare adoptată în calculul capacității de producție a morii ($y\%$) ;
 V — volumul interior al morii, în m^3 ;
 d — diametrul interior al morii, în m ;
 G — greutatea încărcăturii corpurilor supuse măcinării, în kgf ;
 η — coeficientul eficacității de măcinare.

N. B. Socolov a propus, pentru calculul capacității de producție a morilor cu bile, la măcinarea cărbunilor, următoarea formulă :

$$Q = \frac{c\gamma}{0,4 g} d^{2,4} L n^{0,8} \varphi^{0,6} \quad (38)$$

în care :

- γ este greutatea specifică a bilelor, în grămadă, în t/ m^3 ;
 d — diametrul interior al morii, în m ;
 L — lungimea morii, în m ;
 n — turația morii, în rot/min ;
 φ — gradul de umplere cu bile a morii ;
 g — accelerația pământască, în m/s^2 ;
 c — coeficient care se determină experimental, pentru fiecare mărime de granule, conținut în umiditate, etc., al materialului care se macină.

Greutatea încărcăturii cu bile se calculează cu formulele :
 pentru bile de oțel :

$$G = 4620 r^2 l \quad (39)$$

pentru bile de silex :

$$G = 2200 r^2 l \quad (40)$$

în care :

- G este greutatea încărcăturii de bile, în kgf ;
 r — raza tobei, în m ;
 l — lungimea tobei, în m.

Puterea, în CP, necesară la ridicarea bilelor, pentru a le imprima energia cinetică necesară spre a învinge rezistențele interioare de frecare, se calculează cu formula :

$$P = \frac{Grn}{2\,000} \left[1 + \frac{rn^2}{3\,300} \right] \quad (41)$$

Puterea necesară pentru morile cu bile poate fi calculată și cu ajutorul formulei :

$$P = cG \sqrt{d} \quad (42)$$

în care :

c este un coeficient în funcție de gradul de încărcare și de natura corpurilor de măcinare ;

G — greutatea încărcăturii, în t ;

d — diametrul interior al morii, în m.

Valoarea lui c , la diferite procente de volum de încărcare a morii cu corpuri de măcinare, este dată în tabela 30.

Tabela 30

Valoarea coeficientului c , la diferite procente de încărcare a morii

Corpurile de măcinare	Încărcarea morii				
	10%	20%	30%	40%	50%
Piatră	13,3	12,3	11,0	9,5	7,8
Bile mari de oțel	11,9	11,0	9,9	8,5	7,0
Bile mici de oțel	11,5	10,1	9,5	8,2	6,8
Cilindri de oțel	11,7	10,0	9,2	8,0	6,0

În tabela 31 sunt date dimensiunile, debitul și puterea morilor cu bile

Tabela 31

Dimensiunile, debitul și puterea morilor cu bile

Diametrul tobei	Lungimea tobei	Turația	Greutatea morii, inclusiv încărcătura de bile	Dimensiunea maximă admisă pentru materialul de alimentare	Puterea medie de regim
mm	mm	rot/min	t	mm	kW
1 000	700	35	2,2	50	2
1 300	900	33	4,0	60	4
1 600	1 000	30	5,0	80	7
1 900	1 000	27	8,0	80	10
2 200	1 200	24	11	100	15
2 700	1 400	22	16	100	24
3 100	1 900	20	23	120	35

2. Mori tubulare cu bile

Aceste aparate (fig. 27) sunt constituite dintr'un cilindru orizontal *a* de tablă de oțel căptușită cu plăci rezistente la uzură. Cilindrul este închis, la

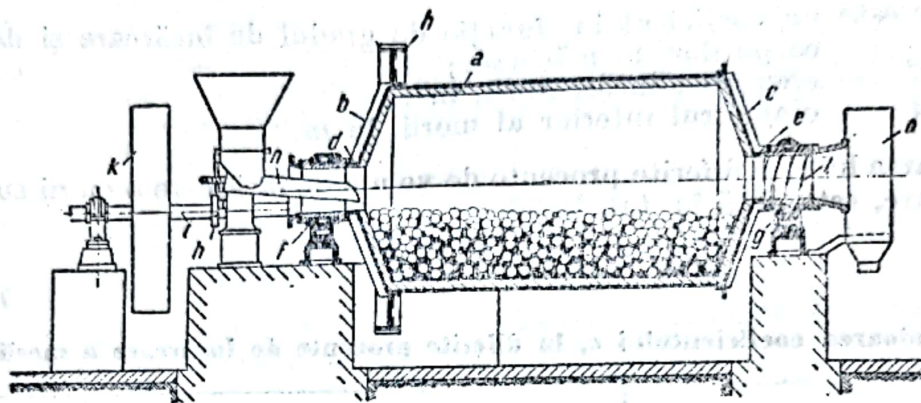


Fig. 27. Moară tubulară cu bile.

ambele capete, cu capacele *b* și *e*, care au găuri axiale mari *d* și *e*, și care se rotesc în lagărele *f* și *g*.

La unul dintre capete, mantaua cilindrică este echipată cu o roată dințată *h*, în legătură cu roata mică *i* de dispozitivului de antrenare cu roata cu curea *k*. Materialul de măcinat este introdus în moară printr'un dispozitiv de dozare *n*, la capătul arborelui *d*, iar evacuarea din moară se face cu melcul *l*, prin încăperea *m*.

În interior, 25–40% din volumul cilindrului se umple cu bile metalice. Mărimea bilelor depinde de mărimea inițială, de duritatea și de finețea necesară după măcinare ale produsului care trebuie obținut.

În tabela 32 sunt date caracteristicile unor mori tubulare cu bile pentru măcinarea în stare umedă.

Tabela 32

Dimensiunile, debitul și puterea morilor tubulare cu bile pentru măcinarea în stare umedă

Dimensiunea cilindrului		Turația rot/min	Greutatea aproximativă a mașinii fără bile t	Greutatea unei încăl- cături de bile t	Dimensiunile maxime pentru bu- cătile de alimentare mm	Debitul mediu la măcinarea de material semitare la finețea de sită nr. 0,15 t/h	Puterea medie de regim kW
Diametrul mm	Lungimea mm						
1 250	2 000	30	9,5	3	10	3	25
1 550	3 000	28	18	7	15	8	60
1 800	3 000	26	24	11	20	14	100
2 000	3 000	24	30	15	25	20	140

3. Mori tubulare compartimentate

Există mori tubulare cu bile (fig. 28), cu partea cilindrică A, mai scurtă (3—5 m) sau mai lungă (8—12 m), compartimentată în mai multe camere a, b, c cu umplutură cu bile de diferite mărimi și calități. Pereții despărțitori d, e, etc. sunt înzestrați cu grilaje, care permit trecerea materialului măcinat dintr'un compartiment în cel următor, în timp ce bilele sunt reținute. Pereții tobei sunt căptușiți cu plăci de oțel manganos, rezistent la uzură.

Primul compartiment este umplut cu bile mari și servește la mărunțirea grosolană, putând primi material de alimentare până la 50 mm. Măcinarea se poate face, fie în mediu uscat, fie în mediu umed. Cantitatea de apă necesară este introdusă în moară odată cu materialul de măcinat.

Pentru măcinarea în stare uscată, conținutul în umiditate are un rol important: cu cât urmează să se obțină un material măcinat mai fin, cu atât trebuie să se introducă în moară un material mai uscat (deaceia este necesară o uscare prealabilă a materialului).

Deasemenea, este necesară ventilarea morii, pentru eliminarea prafului format, care împiedică măcinarea restului de material, constituind un amortizor al șocurilor.

Construcția morilor tubulare depinde de folosirea lor. Dacă se urmărește un măcinat griș, cu foarte puțină făină, se alege o moară tubulară cu diametru mare și cu lungime mică, și invers. În locul bilelor de diverse mărimi și materiale, pot fi folosite bare sau vergele metalice. Astfel de tipuri de mori sunt utilizate în industria cimentului, la măcinarea minereurilor, etc.

Dimensiunile, debitul și puterea morilor tubulare compartimentate se găsesc în tabela 33.

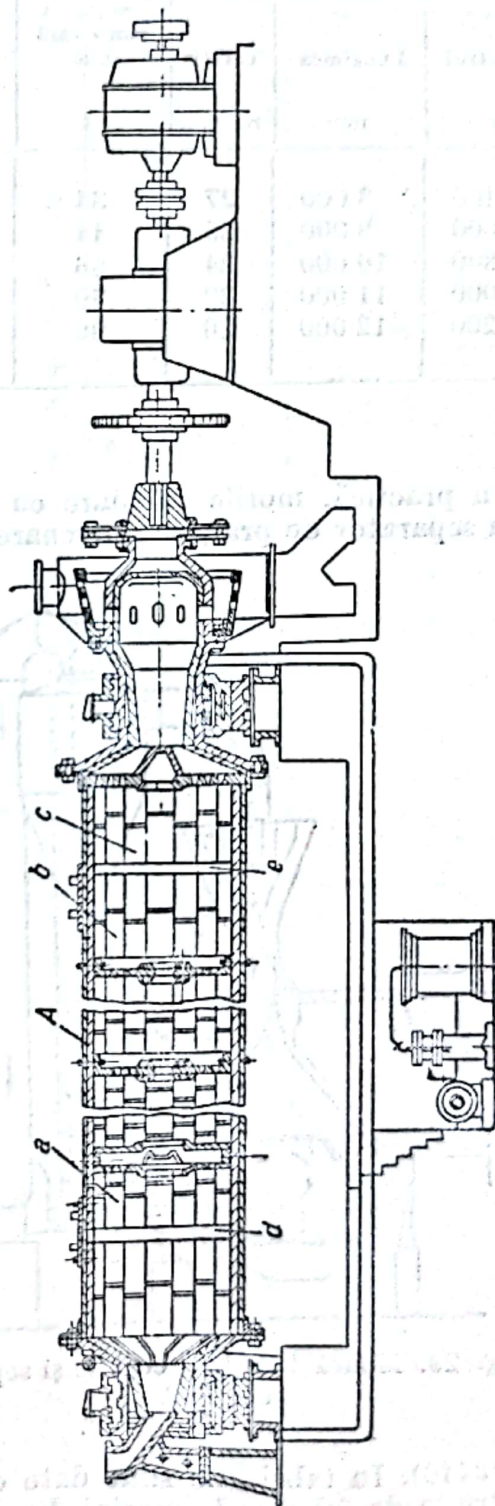


Fig. 28. Moară tubulară compartimentată.

Tabela 33

Dimensiunile, debitul și puterea morilor tubulare cu bile compartimentate

Toba de măcinare			Greutatea morii fără bile	Greutatea încărcăturii de bile	Dimensiunea aproximativă a bucăților de alimentare	Debitul mediu de klinker măcinat cu 10% reziduu pe sita nr. 0.09	Puterea medie de regim
Diametrul	Lungimea	Turația					
mm	mm	rot/min	t	t	mm	t/h	kW
1 400	8 000	27	34	10	30	3	80
1 600	9 000	25	44	17	35	6	150
1 800	10 000	24	56	22	40	8	200
2 000	11 000	22	70	30	50	12	300
2 200	12 000	20	96	38	50	16	400

În practică, morile tubulare cu bile funcționează, de obicei, în legătură cu un separator de praf, cu antrenare în curent de aer, în circuit închis, și cu uscare (fig. 29). Aceste agregate funcționează astfel:

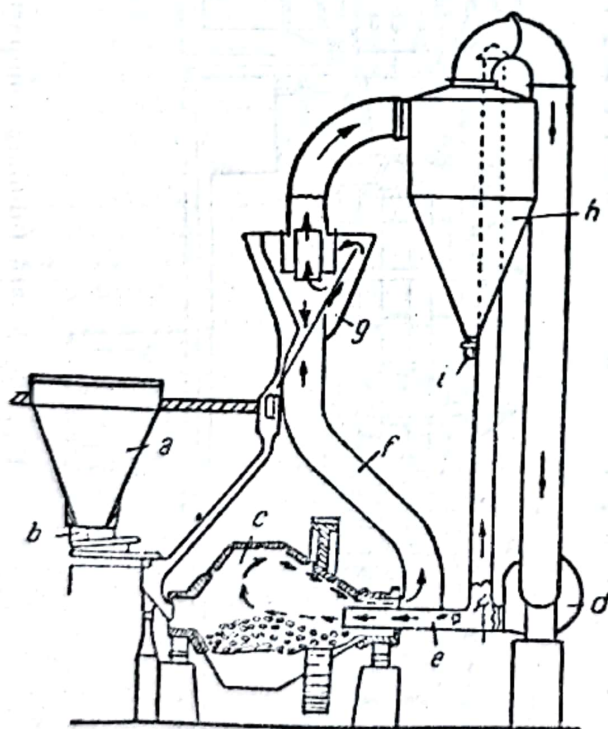


Fig. 29. Moară tubulară cu bile și separator de praf.

Materialul de măcinat, depozitat în silozul de alimentare *a*, este introdus, cu ajutorul alimentatorului automat *b*, în moara *c*, unde este măcinat cu ajutorul bilelor. Un ventilator *d* trage aerul desprăfuit și îl împinge, prin conducta *e*, în moară. Aerul introdus se încălzește cu praf măcinat pe care îl antrenează și îl scoate din moară prin conducta *f*, trecând prin separatorul de praf mare, *g*, de unde pulberea cu dimensiuni prea mari se separă și se întoarce în moară prin *g*, odată cu curentul principal de aer.

Curentul de aer, cu praful fin, trece mai departe în al doilea separator *h*, unde se separă praful fin (măcinatul), care este evacuat din sistem prin *i*, iar aerul se întoarce la ventilator, urmând circuitul închis.

În tabelele 34 și 35 sunt date caracteristicile morilor cu bile și cu bare, de tip sovietic (după

OST 3440). În tabela 36 sunt date caracteristicile tipurilor de mori cu bile, construite de fabrica de mașini din Urali.

Tabela 34

Dimensiunile, debitul și puterea morilor cu bile (după OST 3440)

Dimensiunile principale		Dimensiunile principale ale alimentatorului mm				Turația rot/min	Capacitatea minimă Q t/h la o măcinare umedă dela 60 mm la dimensiunile de					Puterea maximă kW	Dimensiunile de montaj $l_n \times l_a \times h$ m	Greutatea	
Diametrul mm	Lungimea mm	cu jghiab	cu tobă	combinat			0,83	0,80	0,21	0,15	0,16			bilelor t	mori t
		raza	diametrul	raza	diametrul										
900	600		750	750	750	35	0,65	0,43	0,32	0,19	0,15	7,6	$1,9 \times 1,3 \times 1,36$	0,45	3,4
1 200	1 200	750	1 000	1 000	1 000	32	2,8	1,82	1,37	0,82	0,65	29	$3,2 \times 1,96 \times 2,27$	1,35	10
1 500	1 500	1 000	1 000	1 000	1 000	28	6,08	4,0	3,0	1,9	1,5	55	$3,7 \times 2,04 \times 2,32$	3	15
1 800	1 500	1 100	1 200	1 200	1 200	24	10	6,5	5	2,0	2,3	75	$4,2 \times 2,5 \times 2,8$	5	23
2 100	1 500	1 200	1 200	1 200	1 200	20	15	10	7,5	4,5	3,5	110	$4,4 \times 3,28 \times 3,37$	8,2	30
2 400	2 000	—	1 200	1 200	1 200	18	28	18,5	14	8,5	6,6	184	$5,1 \times 3,87 \times 4,0$	15	50

Tabela 35

Dimensiunile, debitul și puterea morilor cu bare (după OST 3440)

Dimensiunile principale		Dimensiunile alimentatorului mm				Turația rot/min	Capacitatea minimă Q t/h la o măcinare umedă dela 60 mm la dimensiunile de				Puterea maximă kW	Dimensiunile de montaj $l_n \times l_a \times h$ m	Greutatea	
Ddiametrul mm	Lungimea mm	cu jghiab	cu tobă	combinat			2,86	0,83	0,8	0,21			barelor t	mori t
		raza	diametrul	raza	diametrul									
600	1 200	5	500	500	500	33	0,66	0,5	0,33	0,24	5,5	2,5 × 1,3 × 1,25	0,7	3,2
900	1 800	750	1 000	1 000	1 000	30	2,8	2,15	1,4	1,05	15	3,5 × 1,97 × 2,04	2,2	9
1 200	2 400	1 000	1 200	1 200	1 200	25	8	6	4	3,0	37	4,53 × 2,55 × 2,62	5,5	17
1 500	3 000	1 200	1 200	1 200	1 200	20	16	13,5	8	6,5	74	5,4 × 2,95 × 3,07	12,5	25
1 800	3 000		1 200	1 200	1 200	17	28	21,5	14	10,7	110	5,5 × 3,3 × 3,48	18	35
2 100	3 000	1 000	1 200	1 200	1 200	15	42	32	21	16	147	6,0 × 3,49 × 3,7	24	46
2 400	3 000	1 200	1 200	1 200	1 200	14	60	45,9	30	22,3	200	6,5 × 3,8 × 4,1	30	60
2 700	3 600	1 400	1 400	1 400	1 400	12,5	96	75	48	36	294	7,2 × 4,18 × 4,48	35	72

Tabela 36

Dimensiunile, debitul și puterea morilor cu bile, fabricate de fabrica de mașini din Urall

Caracteristicile	Dimensiunile		
	1 800 × 3 000	2 100 × 3 000	2 800 × 3 700
Debitul pentru măcinat de 0,8 mm t/h	16	30	60
Debitul pentru măcinat de 0,3 mm, t/h	10	20	40
Debitul pentru măcinat de 0,2 mm, t/h	8	14	26
Debitul pentru măcinat de 0,15 mm, t/h	4,75	8	16
Puterea consumată electiv CP	135	200	450
Puterea instalată (motor) CP	150	250	500
Turația morii și a motorului. rot/min	23/750	20/750	16,8/300
Greutatea totală a morii t	35	40	74,8
Greutatea încărcăturii t	13,5	18	41
Raza alimentatorului. mm	1 250	1 250	1 650

4. Moară centrifugă cu bile

Aceste mori sunt mașini (fig. 30) la care mărunțirea se face cu ajutorul unor bile mari de oțel *b* de 15–20 kg, care, datorită forței centrifuge rezultate la învârtirea lor prin intermediul brațelor de antrenare *c* montate pe arborele vertical *d*, apasă pe inelul de măcinare *a*. Arboarele este antrenat de motor prin roata cu cureaua *e*.

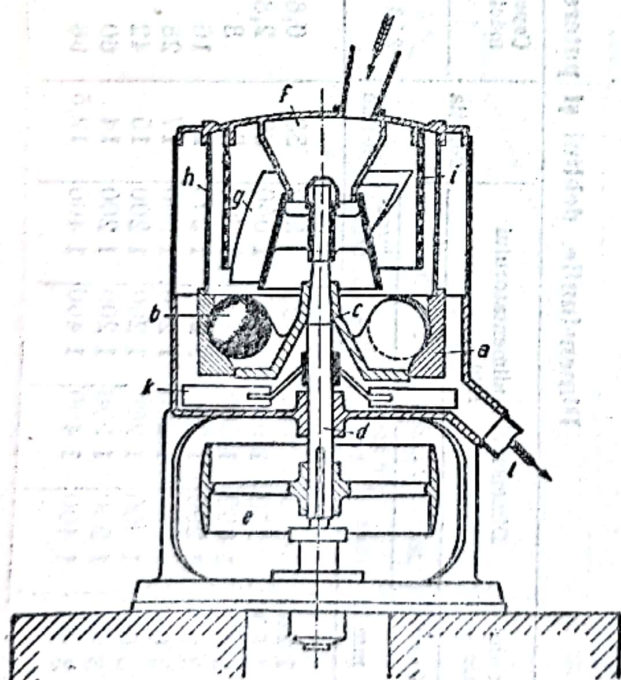


Fig. 30. Moară centrifugă cu bile.

amestecat cu praf (cărbune) este dirijat direct la arzătoare.

Materialul de măcinat este introdus prin pâlnia *f* și ajunge între suprafața de măcinare și bilele *b*; produsul rezultat din măcinare este aspirat de ventilatorul *g* și este trecut prin sита mare *i* și prin sита fină *h*; el se adună în spațiul exterior al morii, de unde, cu ajutorul paletelor *k*, este evacuat din moară prin jghiabul *l*. Reziduul se întoarce dela site la măcinare.

Acest tip de moară este folosit, de obicei, la măcinarea materialelor moi sau semitari (cărbune, grafit, etc.). Modelele mai perfecționate se construiesc cu mai multe rânduri de bile în etaje, putând funcționa în combinație cu separatori de praf care au un circuit închis de aer sau în care aerul

S'a ajuns, astfel, la debite de 50 t/h praf de cărbune cu 15% reziduu pe sita nr. 0,09. Prin aspirarea de aer cald, aceste mori pot funcționa totodată și ca uscătoare.

În tabela 37 sunt date dimensiunile, debitul și puterea unor mori centrifuge.

Dimensiunile, debitul și puterea morilor centrifuge

Tabela 37

Diametrul inelului de măcinare	Turația roții	Greutatea aproximativă a mașinii	Dimensiunea bucăților de alimentare	Debitul mediu de praf de cărbune cu 15% reziduu pe sita de 4 900 ochiuri/cm ²	Puterea medie de regim
mm	rot/min	t	mm	t/h	kW
600	300	4	15	0,8	12
850	210	8	20	2,0	28
1 100	160	15	25	4,8	55
1 400	130	28	30	8,0	110

MORI CU PIETRE ORIZONTALE

Morile cu pietre (fig. 31 și 32) sunt mașini de mărunțit la care acțiunea de măcinare se obține prin presarea și prin frecarea materialului între două pietre, dintre care una fixă și alta mobilă. Piatra mobilă poate fi piatra superioară (fig. 31) sau piatra inferioară (fig. 32). Suprafețele de contact ale pietrelor prezintă creștături.

Materialul este introdus, printr-o gaură centrală de alimentare, între cele două pietre, unde este măcinat; el este transportat, apoi, la periferia morii prin acțiunea forței centrifuge. Debitul de măcinare depinde de mărimea presiunii exercitate pe materialul introdus în moară, de durata măcinării, cum și de deschiderea dintre cele două pietre.

Morile cu pietre sunt utilizate, din cele mai vechi timpuri, la măcinarea uscată (grâu, sare, vopsele, oase, gips, cretă, etc.). Ele pot fi utilizate și la măcinarea umedă.

Consumul de energie depinde de diametrul pietrelor și variază între 3 și 20 CP h/t material măcinat. Pentru obținerea unui material măcinat cu un reziduu (refuz) de 10% pe sita nr. 0,09 se consumă 30 CP h.

Dimensiunile, debitul și puterea morilor cu pietre sunt date în tabela 38.

Tabela 38

Dimensiunile, debitul și puterea morilor cu pietre

Diametrul pietrei	Turația	Greutatea aproximativă a mașinii, inclusiv pietrele	Dimensiunile permise pentru materialul de alimentare	Debitul mediu de material semitare cu 10% reziduu pe sita nr. 00,9	Puterea medie de regim
mm	rot/min	t	mm	kg/h	kW
1 000	150	4	5	350	8
1 250	120	6	5	500	10

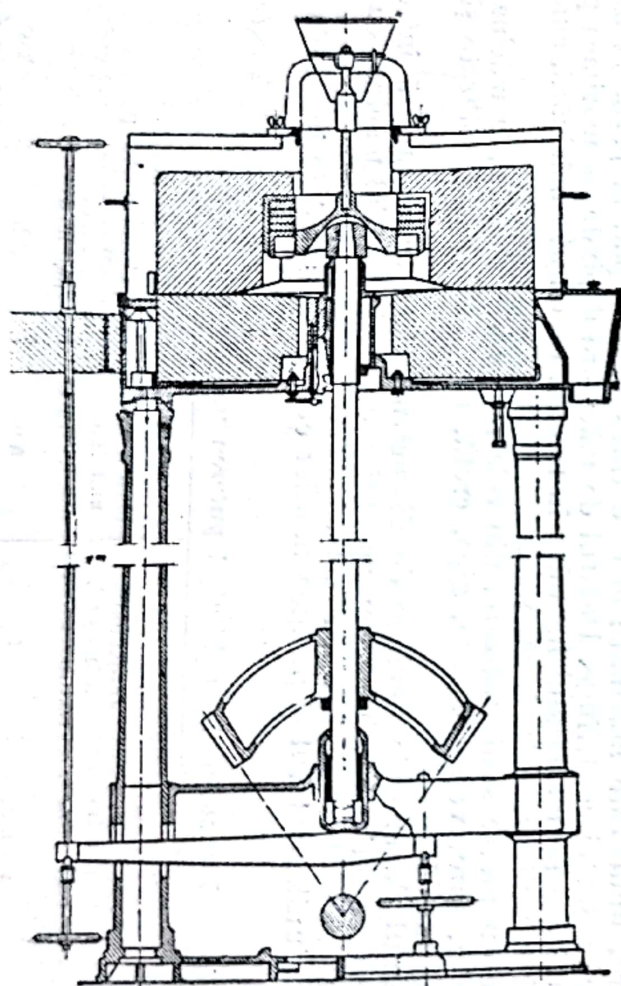


Fig. 31. Moară cu piatră superioară mobilă.

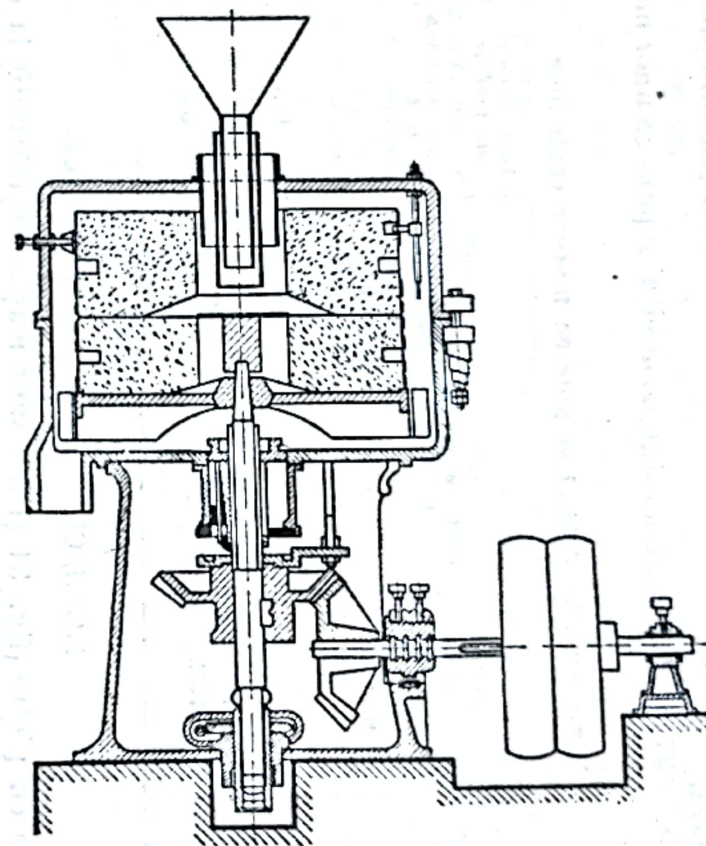


Fig. 32. Moară cu piatră inferioară mobilă.

MORI CU DISCURI

Morile cu discuri sistem „Excelsior” (fig. 33) au, în interior, un disc fix *a* și un disc rotitor *b*. Discurile au dinți mici, care macină materialul introdus printr-o pâlnie.

În tabela 39 sunt date dimensiunile, debitul și puterea unor mori cu discuri.

Morile cu discuri sunt folosite la măcinarea materialelor moi și semitari (lemn, zahăr, amidon, cafea, droguri, etc.), fiind preferate la fabricații micii.

MORI PENDULARE

Moara pendulară (fig. 34) este compusă dintr-un arbore vertical *c*, montat în două lagăre, fixate într-un cadru metalic. Capătul superior al arborelui este înzestrat cu roata *f*, în legătură cu dispozitivul de acționare mecanică, iar capătul inferior este introdus într-o carcasă metalică, care formează corpul propriu zis al morii. Acesta este echipat, la partea inferioară, cu inelul de măcinare *g*. La partea de jos a arborelui vertical *c*, este montat brațul de cruce *d*, cu trei brațe, de care, prin bolțurile *e*, se leagă trei role *a*; acestea, datorită brațului *b* și forței centrifuge, pendulează și se rostogolesc, presând pe pereții inelului de măcinare *g*.

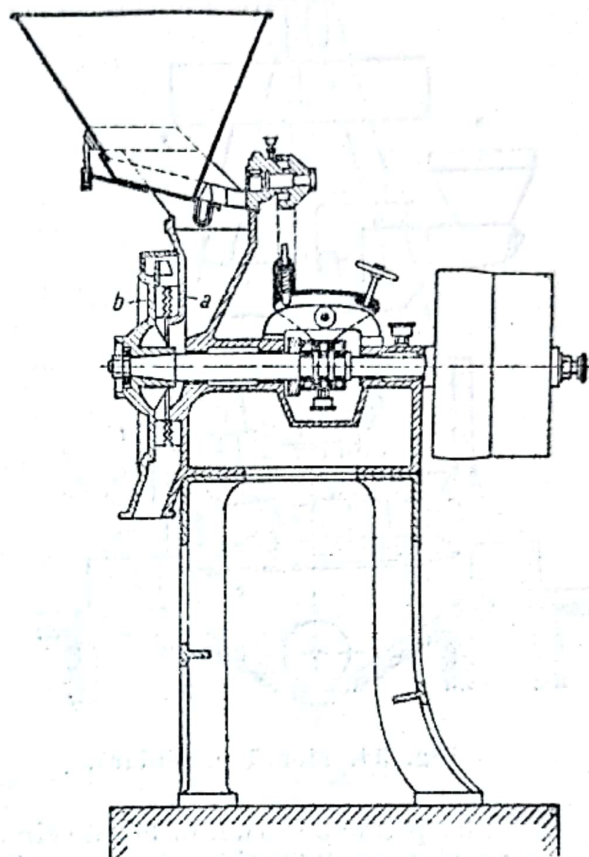


Fig. 33. Moară cu discuri.

Tabela 39

Dimensiunile, debitul și puterea morilor cu discuri

Diametrul discului	Turația roții motoare	Greutatea aproximativă a mașinii	Mărimea maximă a bucăților de alimentare	Debitul mediu măcinat grș	Puterea medie de regim
mm	rot/min	kg	mm	kgf/h	kW
160	450	90	5	60	0,5
200	450	100	8	140	1,0
260	400	160	10	300	2,0
400	400	370	12	600	3,0
600	350	700	15	1 000	5,0

Materialul care este supus măcinării se introduce în moară prin pâlnia de alimentare automată *h* și cade între role și inelul de măcinare. Materialul suficient măcinat este antrenat de aripioarele *k*, montate pe fundul rolelor, și, prin forța centrifugă, este dirijat în susul inelului de măcinare, spre sita *i*.

Materialul mărunt trece prin sită și se colectează la partea de jos a morii *l*, în timp ce reziduu cade din nou la remăcinare.

Atât rolele, cât și inelul de măcinare, trebuie confecționate din material dur, deoarece se uzează foarte repede.

Moara pendulară poate fi utilizată numai la măcinatul materialelor uscate. Gradul de măcinare depinde de găurile sitei, astfel încât aceste mori pot fi folosite, atât la măcinarea fină, cât și la mărunțirea preliminară, pentru care se pune o sită cu ochiurile mai mari. Se pot măcina materiale semitari (gips, cărbune, fosfați, etc.) și tari; în ultimul caz, uzura pieselor crește. De obicei, moara se montează în legătură cu un sistem de separare a prafului. Aceste tipuri de mașini se construiesc de diverse dimensiuni și debite, cu diametrul interior al inelului de măcinare între 600 și 1200 mm, corespunzând la 10–100 kW. La măcinarea materialelor semitari, în special

a materiilor prime pentru fabricile de ciment, pentru un grad de fineță de 20% reziduu pe sita nr. 0,09 și pentru o tonă de măcinat, se consumă 12–15 kWh.

Pentru măcinarea cărbunilor până la un grad de fineță de 15% reziduu pe sita nr. 0,09 se consumă 12–15 kWh. Spre a obține griș de calcar de 0–1 mm, pentru 1000 kg măcinat se consumă 5–6 kWh.

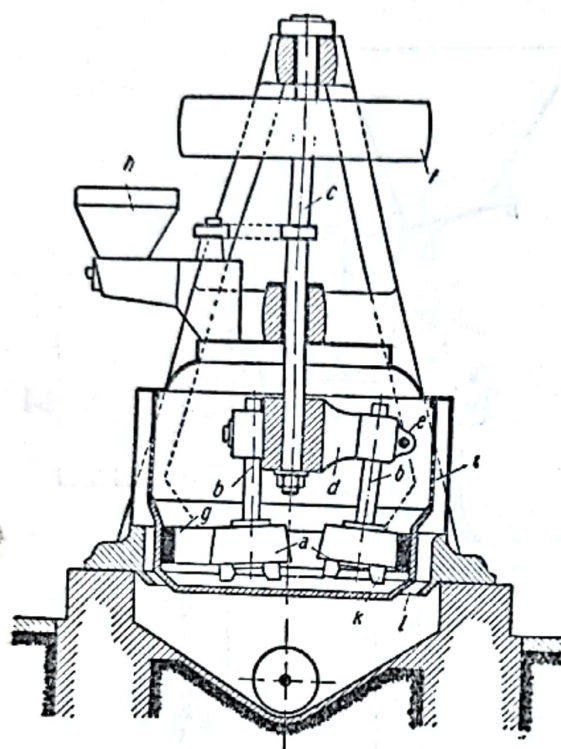


Fig. 34. Moară pendulară.

MOARĂ CU INEL ȘI CILINDRI

Morile cu inel (fig. 35) sunt construite dintr-o carcasă metalică *d*, în interiorul căreia se află un inel de măcinare *i*, pe a cărei suprafață interioară se rostogolesc trei cilindri *a*, *b* și *c*. Cilindrul *a*, cu arborele lui, este montat fix în lagăre așezate în carcasa morii, *d*. Arborii cilindrilor *b* și *c* sunt montate în lagăre fixate în suportii-furcă *e* și *f*, mobili în jurul arborilor lor *g* și *h*, montați pe carcasă. Inelul este susținut de cilindrul superior *a*, în timp ce arcurile *k* și *l* forțează ceilalți doi cilindri *b* și *c* să calce suprafața interioară a inelului. Cilindrul superior este în legătură cu roata motoare.

Îndată ce cilindrul este pus în mișcare, încep să se rostogolească și ceilalți doi cilindri care apasă pe peretele interior al inelului. Materialul de măcinat este introdus în moară prin gura *m* și ajunge, prin *n*, între inelul de măcinare și cilindrul *b*, fiind supus primului stadiu de măcinare. Datorită forței centrifuge, măcinatul rămâne pe inel și trece, pe rând, pe sub cilindrii *c* și *a*. Materialul suficient măcinat iese din moară prin spațiul dintre inelul de măcinare

și carcasa metalică a morii; carcasa este căptușită la interior cu plăci rezistente la uzură. Măcinatul se adună la partea de jos a morii, de unde se scoate ca griș (uruială). Aceste mori se utilizează, de obicei, la măcinatul materialelor semitari, în special fosfați și cărbuni.

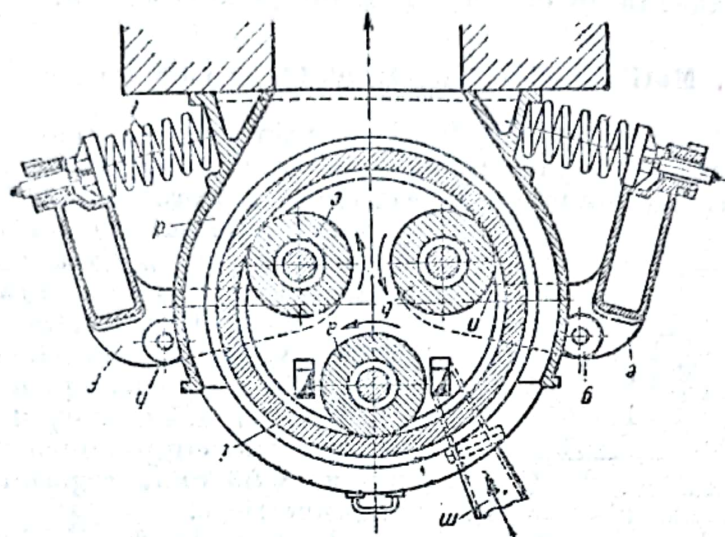


Fig. 35. Moară cu inele.

În tabela 40 sunt date caracteristicile unor mori cu inel și cilindri.

Tabela 40

Dimensiunile, debitul și puterea morilor cu inel și cilindri

Caracteristicile	N-0	N-1	N-2
Diametrul ineluluimm	610	840	1 120
Lungimea ineluluimm	178	178	305
Diametrul cilindrilormm	350	356	460
Turația rot/min	125	75	65
Puterea motorului CP	8-12	15-20	35-45
Capacitatea m ³ /h	1-2	3,5-5,5	8-13
Greutatea mașinii t	3	4	6

MORI PENTRU MĂCINARE EXTRAFINĂ

În unele fabricații din industria chimică și farmaceutică, în special la prelucrarea caolinului, a grafitului, la pregătirea materialelor de umplutură pentru industria hârtiei, în industria cauciucului, a vopselelor, a emailurilor, a suspensiilor coloidale, a emulsiilor, etc., se cere o fineță de măcinare care depășește cu mult fineța corespunzătoare celor mai fine site folosite în industrie. La mărunțirea în morile obișnuite descrise mai sus, particulele cele mai fine care pot fi obținute prin măcinare sunt cele ce trec prin sita nr. 0,60

ceea ce corespunde unui diametru al particulei de 60μ , adică de 600 de ori mai mare decât diametrul particulelor coloidale.

Deoarece, în morile obișnuite, nu este posibil să se obțină o fineță atât de mare, s'au construit mori speciale coloidale, care acționează, fie prin frecare, fie prin șoc, lucrând, fie în mediu lichid, fie pe cale uscată.

1. Mori coloidale cu măcinare pe cale umedă

Acest tip de moară (fig. 36) lucrează prin frecare. Aparatul se compune din corpul *a*, având, la mijloc un orificiu conic, în care se rotește rotorul *b*, cu o viteză periferică foarte mare (30–125 m/s). Rotorul este fixat pe un arbore vertical, acționat de un motor electric. Materialul de măcinat este introdus în aparat prin orificiul *c*, sub formă de suspensie de particule solide într'un lichid oarecare (apă, alcool, benzină, etc.). El este silit să treacă prin suprafața de măcinare creată de corpul morii și rotor, într'un strat cu grosimea de aproximativ numai 0,05 mm, reglabilă cu șurubul micrometric *e*.

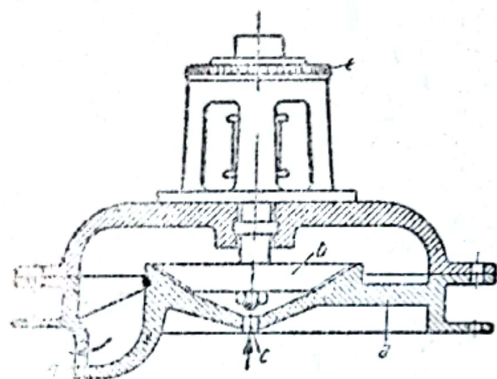


Fig. 36. Moară coloidală acționând prin frecare.

Particulele de lichid care se formează pe suprafețele netede de măcinare, creează eforturi mari între straturile de lichid care se găsesc pe aceste suprafețe, producând dispersarea și măcinarea particulelor. Suspensia de lichid cu mate-

rialul fin măcinat iese din aparat prin orificiul *d*.

Morile coloidale care acționează prin șoc (fig. 37) sunt alcătuite dintr'un corp cilindric *a*, în care se rotește, cu viteză foarte mare, discul *b*, înzestrat, pe ambele părți laterale, cu inelele speciale concentrice *c*, care se rotesc între

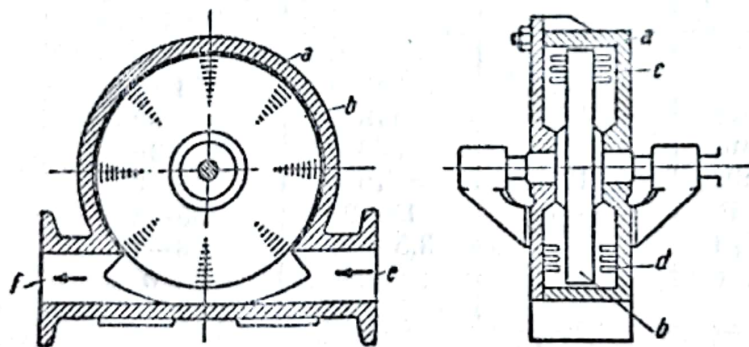


Fig. 37. Moară coloidală acționând prin șoc.

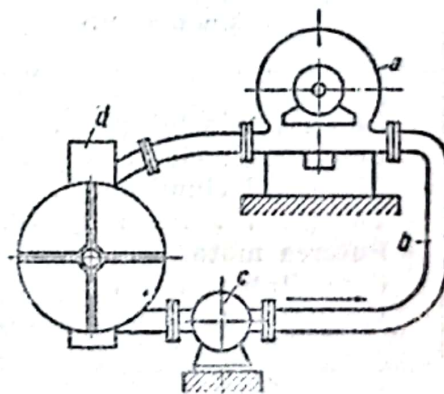


Fig. 38. Schema de montaj a unei mori coloidale acționând prin șoc.

degetele-șicane *d*, fixate pe pereții carcasei. Materialul care trebuie măcinat este introdus în moară, ca suspensie lichidă, prin racordul *e* și iese prin *f*. În fig. 38 este dată schema de montaj a unei asemenea mori. Suspensia se introduce în moara coloidală *a*, prin conducta *b*, cu ajutorul pompei de recirculare *c*; materialul se colectează, după măcinare, în rezervorul *d*.

Viteza suspensiei, la intrarea în moară, trebuie să fie mică (sub 0,7 m/s), iar viteza periferică a rotorului, foarte mare (aproximativ 150 m/s), pentru a se putea realiza șocuri foarte mari, identice cu loviturile de ciocan.

În general, măcinatul în mediu umed cu apă, alcool, eter, benzină, accelerează mărunțirea.

Pentru stabilizarea coloizilor formați și evitarea precipitărilor se întrebuințează diverși protectori.

2. Mori coloidale cu măcinare pe cale uscată

Măcinarea pe cale umedă este, până în prezent, procedeul cel mai eficace pentru prepararea soluțiilor coloidale. Măcinarea fină pe cale uscată nu a putut fi încă realizată în mod satisfăcător. Dintre dispozitivele de măcinare superfină pe cale uscată se menționează moara centrifugă cu bile (fig. 30), formată dintr-o suprafață de măcinare și o suprafață directoare cu taler circular de mărunțire. Camera de lucru a morii se umple cu un număr mare de bile, cu diametrul de 8–15 mm, care, la rotirea discului, sunt aruncate de forța centrifugă spre periferie, și se aranjează pe marginea suprafeței directoare, efectuând milioane de șocuri pe minut.

Eliminarea materialului mărunțit se face pneumatic. Măcinarea (dispersiunea) superfină pe cale uscată nu poate atinge grade mari de fineță, deoarece pulberea fină, în suspensie în interiorul morii, este sustrasă efectului ciocnirii bilelor.

S'a constatat că, măcinând într-o moară cu bile, timp de 12 ore, praf de sticlă necesar ca fondant pentru colorarea porțelanului, se obțin 51% măcinat, cu particule de 6–38 μ , iar restul de 49%, cu dimensiunile de 1,5–4 μ . După 24 de ore de măcinare (timp dublu), același material are 94% fineță între 1,2 și 2,5 μ , iar restul, între 10 și 26 μ . Pentru a ajunge la o fineță de 0,1 μ , care este limita maximă pentru hidrosoli, materialul trebuie măcinat timp de săptămâni întregi și, ținând seamă că, după prima ipoteză a teoriei măcinării, forța necesară pentru măcinat este proporțională cu finețea, se ajunge la un consum foarte mare de energie.

La enumerarea și descrierea diferitelor tipuri de mașini de mărunțit s'au dat indicații privitoare la alegerea rațională a celui mai potrivit tip pentru scopul urmărit.

Utilizarea justă a mașinilor, adică respectarea condițiilor optime de lucru, are un rol foarte important. De exemplu, la o moară cu bile, debitul depinde de proporția dintre bile și materialul introdus la măcinare, cum și de proporția diferitelor dimensiuni ale bilelor.

O mare atenție trebuie dată îngrijirii sitelor, cum și părților active și pasive ale mașinilor de mărunțit, care trebuie să fie de material foarte rezistent (oțel manganos).

În general, pentru o tonă de material mărunțit se poate considera următoarea uzură a pieselor :

Fălcile concasorului	0,1 kg/t material mărunțit
Inelele cilindrului	0,2 kg/t material mărunțit
Plăcile din interiorul morilor cu bile și corpurile pasive la toate mașinile	0,3 kg/t material mărunțit
Bilele la morile cu bile	0,1–0,5 kg/t material mărunțit

Prin îngrijirea și funcționarea corectă a sitelor se economisește foarte multă energie. În general, morile cu bile consumă multă energie.

Puterea motoarelor și rezistența curelelor de transmisie trebuie să fie calculate ținând seamă că, pentru pornire, este necesară o putere cu 50% mai mare decât cea necesară la funcționarea normală.

SEPARAREA MECANICĂ A MATERIALULUI MĂRUNȚIT

CLASARE ȘI SORTARE

Materialele măcinate sunt amestecuri de granule de diferite substanțe și dimensiuni, amestecuri polidisperse. Adeseori se impune o separare; aceasta se obține prin dispozitive mecanice care, în mare majoritate, acționează pe baza unor diferențe în proprietățile fizice ale componentilor amestecului (greutate specifică, proprietăți magnetice, solubilitate, aderență, etc.).

Dacă separarea se face pe sorturi (calități) de materiale, atunci operația se numește *sortare*, iar dacă se face ținând seamă numai de mărimea particulelor, operația se numește *clasare*.

Separarea materialelor după granulație sau clasarea lor se efectuează prin metode mecanice, hidraulice sau pneumatice. Metodele mecanice de clasare (site, grătare, etc.) sunt folosite, de obicei, când granulele de clasat au dimensiuni mai mari decât 1 mm.

Materialele solide mai pot fi separate din mediile de dispersiune (gaze sau lichide), prin decantare, filtrare, depunere electrostatică, etc., operații care sunt descrise în secțiunile respective.

În capitolul de față se va trata, în special, despre separarea mecanică a solidelor, operație care, de obicei, este legată de cea de mărunțire.

1. Despre cernere. Site și grătare

Cernerea este o operație de clasare după mărimea particulelor, executată cu ajutorul sitelor. Se deosebesc:

- a) site-plăci, confecționate din tablă găurită;
- b) site țesute, confecționate din păr, mătase, fibre artificiale sau sârme.

Orificiile se execută cu ștanțe de formă rotundă, pătrată sau dreptunghiulară. Orificiile cu gaură rotundă sunt folosite la clasarea materialelor cu granule mari. În cazul materialului mărunțit, este mai rațional să se utilizeze grătare cu orificii pătrate sau dreptunghiulare, deoarece ele se înfundă mai puțin în comparație cu cele rotunde.

Se recomandă așezarea găurilor în formă de șah și nu liniar, pentru că astfel se asigură condiții mai bune de cernere la mișcarea bucăților pe suprafața grătarului.

Grosimea tablei de oțel pentru confecționarea grătarului se alege de 3–12 mm, în funcție de dimensiunile găurilor. Distanța dintre centrele găurilor circulare vecine se ia, de obicei (1,25–1,5) d , unde d este diametrul găurilor grătarului. Calitatea principală a sitelor ștanțate (tablă) este rezistența lor, asigurându-se astfel o durată mai mare de funcționare; desavantajul lor constă în greutatea mare pe unitatea de suprafață.

Sitele de împletituri de sârmă (oțel de arcuri, oțel manganos, cupru, alamă, fire de mătase artificială, etc.) oferă o suprafață liberă utilă, în medie, de 60% în cazul găurilor pătrate, și de 70% în cazul celor dreptunghiulare, față de 20–40% suprafață oferită de sitele ștanțate. Pentru a înlătura schimbarea dimensiunilor ochiurilor sitei, firele metalice sunt supuse în prealabil gofrării. Această operație este cu atât mai necesară, cu cât sârma utilizată în împletitură este mai groasă.

În general, denumirea sitei este în funcție de numărul ochiurilor pe centimetru liniar, pentru numerotația română, sovietică și germană, și după numărul ochiurilor pe țol liniar pentru numerotația engleză și americană. În tabela 41 sunt date valorile comparative pentru diferite denumiri de site.

Dacă se cerne materialul printr-o sită, se obțin două fracțiuni. și anume partea care rămâne pe sită — reziduul sau refuzul — și partea care trece prin sită — cernutul. Prin clasarea repetată a cernutului se pot obține noi fracțiuni, (I, II, III, ...) astfel încât, pentru a obține x fracțiuni de material cernut, sunt necesare $x-1$ site.

Trecerea materialului cernut de pe o sită pe alta, cu ochiuri mai mici, se poate face aranjând sitele (ciurul) una lângă alta sau una deasupra celeilalte (fig. 39).

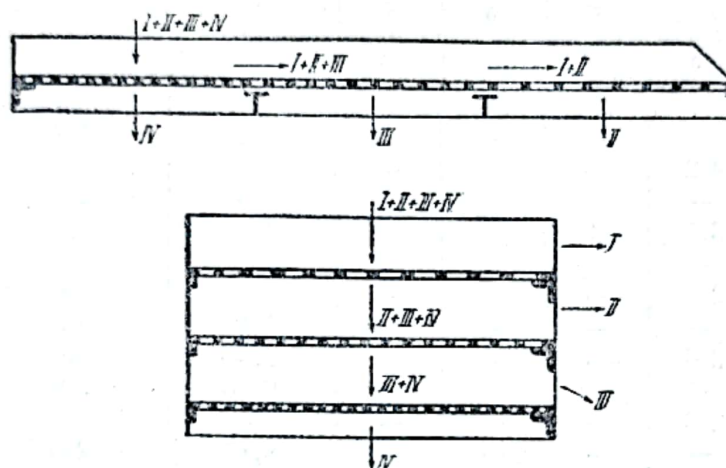


Fig. 39. Dispunerea sitelor în plan sau în etaje.

2. Clasificarea sitelor și factorii care influențează procesul de cernere

Sitele utilizate în practică se deosebesc după aspectul și forma suprafeței de cernere, cum și după acțiunea lor. Clasificarea aparatelor de cernut poate fi făcută după următoarele criterii:

- după modul de funcționare: site fixe și site mobile;
- după felul rețelei: site cu grătare, site cu rețele, etc.;
- după forma rețelei: site plane, site-tobă și site pe bandă.

Procesul de cernere a materialului este posibil numai cu condiția deplasării lui pe suprafața de lucru a sitei. Deaceia, clasarea pe sita fixă are loc numai când sita este în poziție înclinată, iar unghiul de înclinare al sitei este mai mare decât unghiul de frecare a materialului pe suprafața de lucru a sitei.

Calitatea clasării pe sita fixă este, uneori, foarte redusă, deoarece din cauza deplasării rapide a materialului pe suprafața înclinată a sitei, sub influența forței gravitației, o bună parte din materialul mărunțit nu poate fi cernut și părăsește sita împreună cu bucățile mari. Din această cauză, aceste tipuri de site servesc, de obicei, pentru clasarea preliminară (grosolană).

Calitatea clasării pe sita mobilă este mult mai bună, pentru că mișcările comunicate părții active a sitei sunt transmise materialului, și, astfel, acesta este repartizat mai uniform pe întreaga suprafață de cernere, ușurând posibilitatea de deplasare a particulelor mici de material din straturile superioare, spre orificiile suprafeței de cernere.

Procesul de cernere este o operație complexă, depinzând de un număr de factori a căror influență nu poate fi calculată.

Factorii principali care influențează procesul de cernere sunt: forma și dimensiunile bucăților de material; forma și dimensiunile orificiilor sitei; raportul dintre dimensiunile bucăților și cele ale orificiilor sitelor;

Tabela 41

Denumirea sitelor

D e n u m i r e a						Ochiuri/cm ²	Latura ochiului	Diametrul sârmei d
română	sovietică		germană	americană	engleză			
STAS	GOST							
	princ.	supl.					mm	mm
1	2	3	4	5	6	7	8	9
4,7	4,5	—	—	—	4	2,5	4,76	—
—	—	4,2	—	—	—	—	—	—
4	4	—	—	—	5	3,5	4,0	—
—	—	3,8	2	5	5 ¹ / ₂	4,0	—	1,5
—	3,5	—	—	—	—	—	—	—
—	—	3,4	—	—	—	—	—	—
—	3,3	—	—	—	6	5,14	3,36	—
3,0	—	3,0	—	—	—	5,66	3,0	—
2,8	2,8	—	—	—	7	6,25	2,83	1,2
—	—	2,6	—	—	—	—	—	—
2,5	2,5	—	—	—	—	8,17	2,5	—
—	—	2,3	—	—	—	—	—	—
—	2,2	—	3	—	—	9,0	—	—
—	—	2,1	—	—	—	—	—	—
2,0	2,0	—	—	—	9 ¹ / ₂	10	2,0	—
—	—	1,9	—	—	—	—	—	—
—	1,8	—	—	—	—	—	—	—
—	—	1,7	—	—	—	—	—	—
—	1,6	—	—	—	—	—	—	—
1,5	—	1,5	4	10	—	16	1,5	1,0
—	1,4	—	—	—	—	—	—	—
—	—	1,3	—	—	—	—	—	—
1,2	1,2	—	5	12	13	25	1,2	0,8
—	—	1,15	—	—	—	—	—	—
—	1,1	—	—	—	—	—	—	—
—	—	1,05	—	—	—	—	—	—
1,0	1	—	6	18	—	36	1,0	0,65
—	—	0,95	—	—	—	—	—	—
—	0,9	—	—	—	—	—	—	—
—	—	0,85	—	—	20	—	—	—
—	0,8	—	—	—	—	—	—	—
0,75	—	0,75	8	20	—	64	0,75	0,5
—	0,76	—	—	—	—	—	—	—
—	—	0,67	—	—	—	—	—	—
—	0,63	—	—	—	—	—	—	—
0,6	—	0,6	10	25	25	100	0,6	0,40
—	0,56	—	—	—	—	—	—	—
—	—	0,53	—	—	—	—	—	—
0,5	0,5	—	12	30	—	144	0,50	0,34
—	—	0,475	—	—	34	—	—	—
0,4	0,40	—	16	40	—	256	0,4	0,24

Continuare tab. 41

Continuare tab. 41

Denumirea						Ochiuri/cm ²	Latura ochiului	Diametrul sârmei <i>d</i>
română	sovietică		germană	americană	engleză			
STAS	GOST							
	princ.	supl.					mm	mm
1	2	3	4	5	6	7	8	9
—	—	0,375	—	—	—	—	—	—
—	0,355	—	—	—	—	—	—	—
—	—	0,335	—	—	—	—	—	—
—	0,315	—	—	—	—	—	—	—
0,3	—	0,3	20	50	—	—	—	—
—	0,28	—	—	—	—	400	0,3	0,2
—	—	0,265	—	—	—	—	—	—
0,25	0,25	—	—	60	61	—	—	—
—	—	—	24	—	—	566	0,25	0,17
—	—	0,235	—	—	—	576	—	—
—	0,225	—	—	—	—	—	—	—
0,21	—	0,21	—	—	—	—	—	—
0,20	0,20	—	30	75	76	810	0,21	0,14
—	—	0,19	—	—	—	900	0,20	0,13
0,18	0,18	—	—	—	—	—	—	—
—	—	0,17	—	—	—	1 118	0,18	0,11
—	0,16	—	—	—	—	—	—	—
0,15	—	0,15	40	100	101	—	—	—
—	0,14	—	—	—	—	1 600	0,15	0,10
—	—	0,132	—	—	—	—	—	—
0,125	0,125	—	—	—	—	—	—	—
0,12	—	—	50	125	127	1 975	0,125	0,100
—	—	0,118	—	—	—	2 500	0,12	0,08
—	0,112	—	—	—	—	—	—	—
0,105	—	0,105	—	—	—	—	—	—
0,10	0,1	—	60	150	—	3 270	0,105	0,07
—	—	0,095	—	—	—	3 600	0,1	0,065
0,09	0,09	—	70	175	—	—	—	—
0,085	—	0,085	—	—	—	4 900	0,09	0,055
—	0,08	—	—	—	—	5 486	0,085	0,05
0,075	—	0,075	80	200	—	—	—	—
—	0,071	—	—	—	—	6 400	0,075	0,05
—	—	0,067	—	—	—	—	—	—
0,063	0,063	—	—	—	—	—	—	—
0,06	—	0,06	100	250	254	8 575	0,063	0,045
0,053	—	0,053	—	—	—	10 000	0,06	0,04
—	0,056	—	—	—	—	12 900	0,053	0,035
—	0,05	—	—	—	—	—	—	—
—	—	0,048	—	—	—	—	—	—
0,045	0,045	—	—	—	—	15 525	0,045	0,033
0,042	—	0,042	—	—	—	19 320	0,042	0,030
—	0,04	—	—	—	—	—	—	—

umiditatea materialului care este supus clasării; grosimea stratului de material pe sită; înclinarea sitei; amplitudinea oscilațiilor, etc.

Forma bucăților este factorul principal care caracterizează gradul de cernere. Bucățile cu forma apropiată de cea a sferei sau a cubului trec prin orificiile sitei mult mai ușor decât bucățile lunguiețe, chiar în cazul unei scuturări suficient de puternice.

Umiditatea materialului înrăutățește mult trecerea lui prin orificiile sitei și duce la aglomerarea particulelor mici, chiar la o scuturare puternică a sitei.

Procesul sortării poate fi efectuat în condiții optime numai în cazul unei alimentări uniforme și în strat subțire, a sitei.

Repartizarea și întinderea materialului pe site se obțin prin mișcarea parțială sau totală a sitei. La sitele fixe, întinderea materialului se face prin rostogolirea sau alunecarea materialului pe suprafața sitei înclinate.

Calitatea cernerii se evaluează prin randamentul sitei, adică prin proporția dintre cernut și reziduu exprimată în procente. Practic, datorită imperfecțiunii procesului de cernere, prin sită nu trec toate particulele ale căror dimensiuni sunt mai mici decât ochiurile sitei; parte din acestea părăsesc sita împreună cu reziduu. Notând cu :

G — greutatea totală a materialului care este supus cernerii, în kg ;

G_1 — greutatea cernutului obținut după cernere, în kg ;

a — cantitatea de cernut din materialul inițial, în % ;

η — randamentul sitei, în % ,

se obține :

$$\eta = \frac{100 G_1}{\frac{Ga}{100}} = 10\,000 \frac{G_1}{Ga} . \quad (43)$$

Eficacitatea clasării este influențată, deasemenea, de unghiul de înclinare al sitei. În cazul unor unghiuri mari de înclinare, deplasarea materialului pe sită poate fi atât de accelerată, încât și particule mai mici decât orificiile sitei vor părăsi sita împreună cu cele mai mari. La viteze reduse (unghi de înclinare mic) ale materialului, se separă cantități mai mari de măruntit fin. Există, totuși, o limită inferioară a vitezei de trecere, sub care debitul de cernere începe să scadă mult.

Pentru particulele rotunde, prof. Goreacikin recomandă o viteză limită de deplasare, potrivit formulei :

$$w \leq \sqrt{\frac{rg}{2}} , \quad (44)$$

în care :

w este viteza limită de deplasare, în m/s ;

r — raza particulei de cernut, în m ;

g — accelerația pământescă, în m/s².

Lungimea parcursului pe care trebuie să-l străbată materialul pe site exercită o influență în sensul că, la viteze mici și straturi subțiri, randamentul de cernere este mai bun. Caracterul mișcării influențează prin faptul că, prin alunecarea liberă și liniștită a materialului pe sită, particulele fine de material rămân în straturile superioare, fără să mai treacă prin sită ; din această cauză, la tipurile noi de aparate de cernere s'a recurs la scuturarea mecanică a sitelor.

3. Tipuri constructive de grătare și site

α) Grătare fixe cu bare (site cu grătare). Aceste grătare (fig. 40) sunt construite din bare trapezoidale de oțel, distanțate între ele prin roți de fontă strânse în buloane, constituind un grătar cu înclinarea de $30-50^\circ$, potrivit calității materialului care se cerne. Se utilizează pentru separarea prealabilă a materialului mărunț, înainte de a fi introdus în concasor.

Sitele fixe sunt folosite rareori în practică, deoarece au debite mici; sunt însă ieftine, simple și ușor de manevrat.

β) Grătare mobile. Grătarele mobile se confecționează, fie cu grătare oscilante cu role (fig. 41), fie cu discuri (fig. 42).

La grătarele oscilante, barele sunt consolidate astfel, încât rezultă două rame de grătare cu bare separate, legate și acționate de un dispozitiv mecanic cu excentrice, care mișcă ramele concomitent, și anume una spre dreapta și cealaltă spre stânga.

Grătarele au înclinarea de $10-15^\circ$, și, la o turație a axului de $30-50$ rot/min, materialul înaintează pe sită, în timp ce materialul mărunț trece prin deschiderile dintre grătarele oscilante.

Grătarele cu role sau cu discuri (fig. 42) sunt constituite dintr-o ramă pe care sunt montate lagăre cu arbori cu role, care au viteze periferice variabile, mărite treptat de la primul spre ultimul arbore. În acest scop, pe fiecare arbore se află

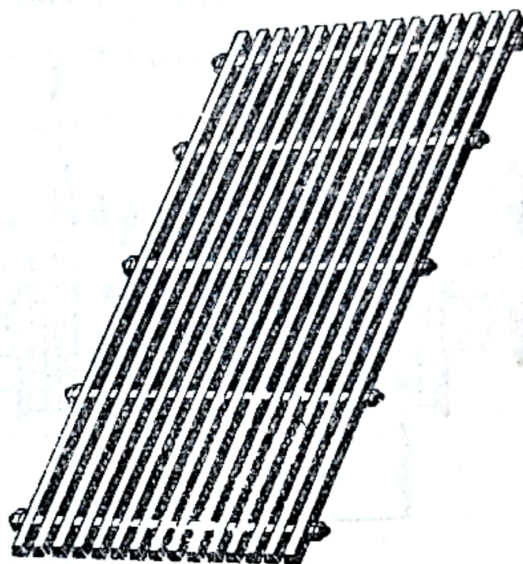


Fig. 40. Sită cu grătar fix și oblic.

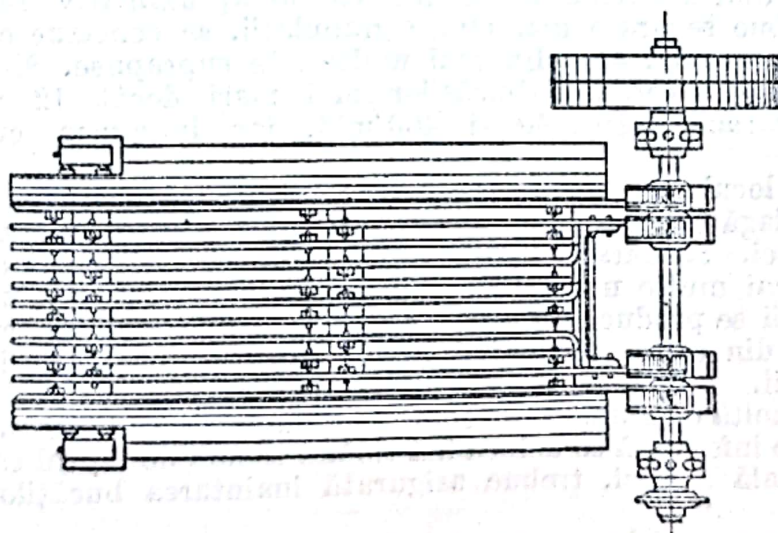


Fig. 41. Sită cu grătar oscilant.

o roată dințată conducătoare și una condusă, arborele următor fiind rotit de cel anterior cu ajutorul roților dințate și al unei transmisii cu lanț, rotirea începând de la arborele principal al sitei, dispus în partea alimentării, și transmitându-se

până la ultimul arbore. Turația crește dela 10 rot/min, pentru primul arbore, până la 20 rot/min, pentru ultimul. Distanța dintre role sau discuri (între 25 și 100 mm) determină dimensiunea cernutului.

Sitele cu lanțuri sunt confecționate din lanțuri care se mișcă pe role, formând interspații. Se folosesc, mai ales, la separarea materialelor în bucăți mari, în special la separarea minereurilor.

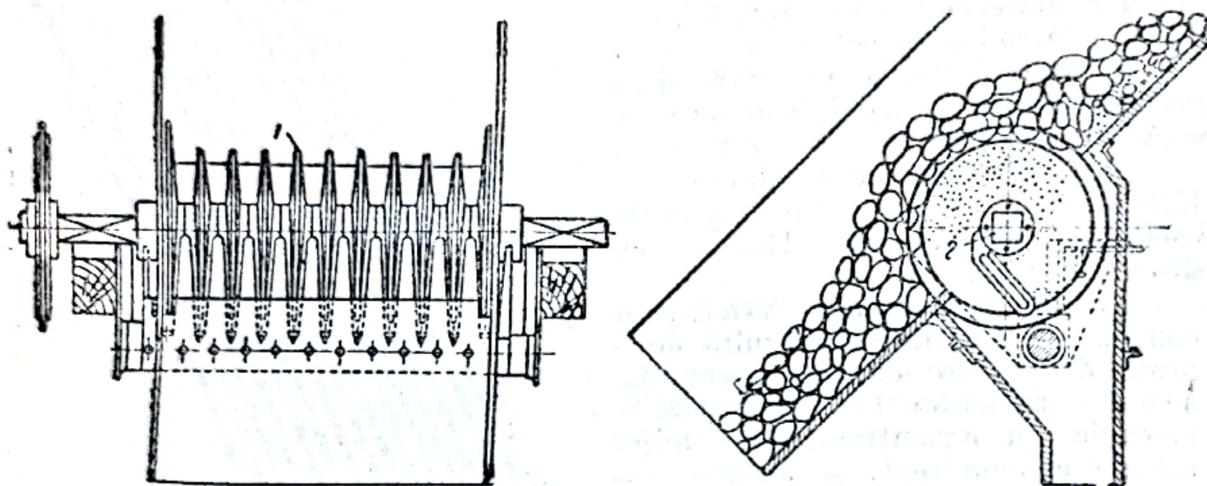


Fig. 42. Sită cu discuri :

1 - discuri; 2 - arbore.

Site plane mobile. Acestea pot fi construite ca site oscilante și ca site vibratoare.

a) *Site oscilante (basculante).* Sitele oscilante (basculante) cu oscilații rectilinii sau circulare (fig. 43 și 44), primesc mișcările dela un mecanism cu excentric. Ciurul sitelor are înclinarea de aproximativ 14° .

Când trebuie separate mai multe granulații, se construiesc site oscilante cu efect multiplu (fig. 45), din mai multe site suprapuse. Sitele basculante sunt eficace pentru cernerea bucăților mai mari decât 12 mm. Numărul de oscilații variază între 60 și 400/min, iar lungimea cursei este de 5–225 mm.

Uneori, în locul arborelui cu excentric se utilizează inele excentrice, montate în interiorul lagărelor suportului ramei mobile, ceea ce schimbă caracterul oscilațiilor sitei. Scuturarea sitei este cu atât mai energică, cu cât se vor executa mai multe mișcări de rotație ale arborelui. La un număr prea mare de rotații se produce nu numai scuturarea materialului, ci și aruncarea lui de pe sită, din cauza deplasării lui în salturi prea mari, în detrimentul calității sortării.

De aici rezultă că numărul de rotații trebuie să fie ales între anumite limite, a căror valoare inferioară se determină ținând seamă de faptul că, pentru funcționarea normală a sitei, trebuie asigurată înaintarea bucăților de material pe sită.

Bucățile de material care se sortează pe sită, se găsesc sub acțiunea forțelor gravitației, de inerție și de frecare. Din fig. 46 rezultă că, pentru ca bucățile de material să înainteze pe site, este necesar ca :

$$c_n \geq G \cos \alpha \quad (45)$$

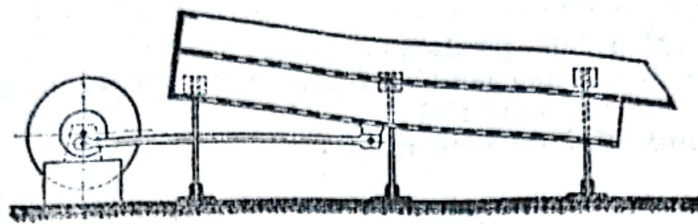


Fig. 43. Sită basculantă.

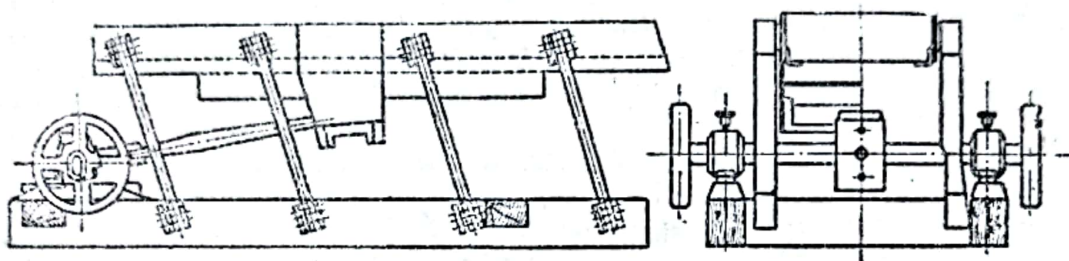


Fig. 44. Sită oscilantă.

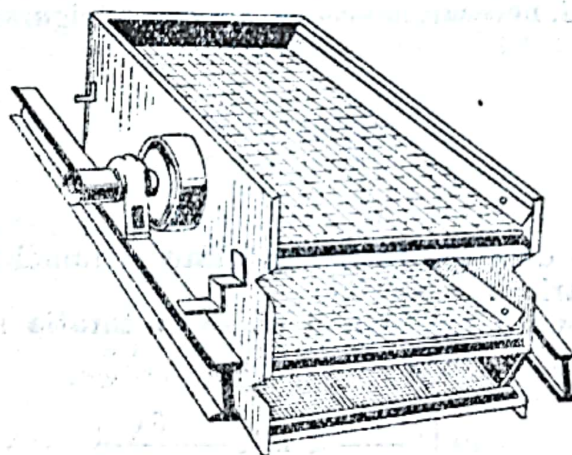


Fig. 45. Sită oscilantă cu efect multiplu.

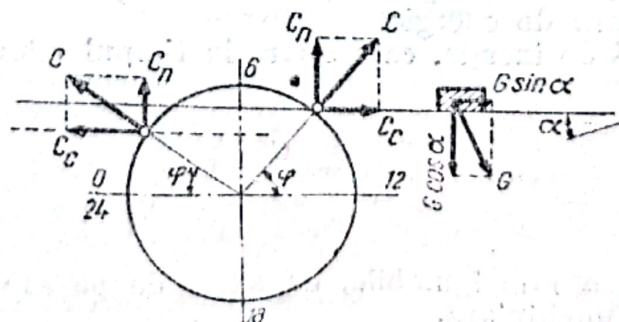


Fig. 46. Elemente de calcul pentru cernerea pe sită.

unde :

G este greutatea bucății de material;
 c_n — componenta perpendiculară pe planul sitei, a forței de inerție c a bucății de material;
 α — unghiul sitei cu orizontala;

$$c_n = c \sin \varphi = \frac{G \pi n^2}{900} \sin \varphi. \quad (46)$$

Unghiul φ , la care începe săltarea, se va determina din condiția :

$$\frac{G \pi n^2}{900} \sin \varphi \geq G \cos \alpha, \quad (47)$$

de unde :

$$\sin \varphi \geq \frac{900 \cos \alpha}{n^2 r} \quad (48)$$

Este evident că, pentru săltare, cazul cel mai favorabil este acela când $\varphi = 90^\circ$ și $\sin \varphi = 1$ (când granula de material se găsește în punctul 6). Numărul de rotații ale arborelui, necesar, în acest caz, pentru asigurarea săltării, se determină din condiția :

$$n \geq 30 \sqrt{\frac{\cos \alpha}{r}}, \quad (49)$$

unde :

r este distanța dela centrul de greutate al ramei mobile până la axa de simetrie a arborelui.

Prof. L. B. Levenson recomandă să se ia turația sitei oscilante între limitele :

$$40 \sqrt{\frac{\cos \alpha}{2}} < n < \frac{54}{\sqrt{r \cos \alpha}} \quad (50)$$

stabilind limita superioară din condiția că timpul unei rotații a arborelui nu trebuie să fie mai mic decât timpul de sbor al bucății de material, pentru a se evita un consum inutil de energie.

Forța centrifugă de inerție, care apare în timpul vibrațiilor circulare ale ramei mobile, este :

$$c = \frac{G}{g} \omega^2 r \quad (51)$$

unde :

G este greutatea ramei mobile, cu sitele de pe ea;

ω — viteza unghiulară.

Această forță centrifugă se transmite complet asupra excentricelor arborelui. Pentru a preîntâmpina influența acestor forțe asupra lagărelor de sprijin ale arborelui, provocatoare de vibrații în clădirile care adăpostesc astfel

de aparate, acțiunea lor se echilibrează prin două contragreutăți care se rotesc și care sunt dispuse, pe arbore, între lagărele de sprijin ale acestuia și lagărele-suport ale ramei mobile.

Greutatea totală necesară pentru contragreutăți se determină din condiția :

$$G_t = G_0 r_0 \quad (52)$$

unde :

G_0 este greutatea a două contragreutăți care se rotesc ;

r_0 — distanța dela centrul lor de greutate până la axa de rotație.

Puterea motorului, pentru sita cu excentric cu oscilații circulare în plan vertical, se determină plecând dela presupunerea că, în timpul funcționării unei astfel de site, se consumă energie numai pentru învingerea forțelor de frecare ce apar între piesele excentricelor axului, sub influența forțelor centrifuge de inerție, care acționează permanent asupra lor, și a greutății ramei mobile împreună cu sitele fixate pe ea.

O astfel de presupunere este admisibilă, deoarece se poate considera că energia cinetică $mv^2/2$ a ramei mobile a sitei, în mișcarea ei pe o traiectorie circulară, cu viteză constantă, rămâne tot timpul neschimbată ca mărime ; deaceia, teoretic, nu se consumă energie suplimentară pentru accelerarea maselor oscilante ale ramei mobile.

Suprafețele arborelui, care se rotește în lagărele de sprijin, sunt complet eliberate de acțiunea forțelor de inerție și a greutății ramei mobile a sitei. Forța de frecare care apare în excentricele arborelui, sub influența forței centrifuge de inerție a ramei mobile, și care acționează asupra lor, este :

$$F = fc = \frac{fGn^2r}{900} \quad (53)$$

unde f este coeficientul de frecare.

Lucrul mecanic efectuat în timpul unei rotații a arborelui, în kgfm, este :

$$A_F = F \cdot 2\pi R = \frac{\pi f Gn^2 r R}{450} \quad (54)$$

unde R este raza excentricului.

Puterea necesară în, CP, se determină cu formula :

$$P_F = \frac{A_F n}{60 \cdot 75} = \frac{\pi f Gn^3 r R}{2\,025\,000} \quad (55)$$

Luând ca valoare pentru coeficientul de frecare, în cazul suprafețelor unse, $f = 0,06$, se obține :

$$P_F = \frac{3,14 \cdot 0,06 Gn^3 r R}{2\,025\,000} = \frac{Gn^3 r R}{10\,750\,000} \quad (56)$$

Lucrul mecanic de frecare rezultat din greutatea proprie a ramei mobile a sitei, la o rotație a arborelui, este :

$$A_G = fG2\pi R, \quad (57)$$

la care, pentru $f = 0,06$, corespunde un consum de putere de :

$$P_G = \frac{A_G n}{60 \cdot 75} = \frac{f G 2 \pi n R}{60 \cdot 75} = \frac{0,06 G \cdot 2 \cdot 3,14 n R}{60 \cdot 75} = \frac{G R n}{11\,940} \quad (58)$$

Consumul total de putere pentru un randament al mecanismului $\eta = 0,70$, este :

$$P = \frac{P_F + P_G}{0,7} = \frac{G n^3 r R}{7\,500\,000} + \frac{G n R}{8\,360} \quad (59)$$

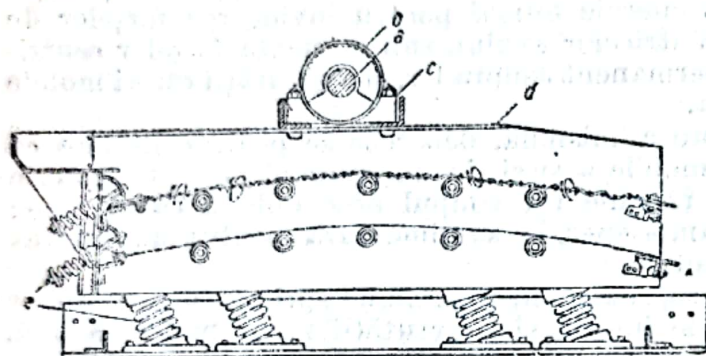


Fig. 47. Sita vibratoare de inerție.

La deducerea formulelor pentru determinarea turației și a consumului de putere nu s'a luat în considerație influența unor factori importanți ca : influența legăturilor elastice, a imobilității sitei, mărimea bucăților, umiditatea materialului, eficacitatea cernerii, și, de aceea, rezultatele obținute cu aceste formule trebuie considerate ca informative.

Practic, unghiurile de înclinare la site se iau de $15 - 25^\circ$, turația arborelui cu

excentric, de $700 - 1000$ rot/min, puterea motorului, de $2 - 10$ CP, în funcție de dimensiunile și de capacitatea sitei.

β) *Site vibratoare.* La aceste site, cadrul lor nu exercită o mișcare prin intermediul unui excentric, ci este menținut în vibrație prin loviri regulate de ciocane sau de dispozitive similare. Spre deosebire de sitele oscilante, la care mișcările forțate ale sitei au totdeauna un mers constant bine determinat, sitele vibratoare se caracterizează printr-o amplitudine variabilă a oscilațiilor care se produc sub acțiunea factorilor dinamici (forțe de inerție, șocuri sau forțe electromagnetice).

În funcție de metoda de provocare a vibrațiilor, aceste site se împart în *site de inerție, de șoc și electromagnetice.*

Dintre aceste trei tipuri de site, în practica actuală se utilizează exclusiv *sitele de inerție* (fig. 47).

Mecanismul de vibrație al sitei este constituit din arborele *a* și din două roți montate pe el, *b* cu greutatea fixate excentric. Lagărele de sprijin *c* ale acestui arbore sunt montate direct pe rama sitei *d*, care este susținută de arcurile speciale *e*, fixate pe un suport fix.

Forțele centrifuge de inerție, care apar la rotirea arborelui cu roțile cu greutatea, provoacă mișcarea oscilantă a întregului sistem. Direcția acțiunii forței centrifuge de inerție se schimbă continuu în timpul rotației roților cu contra-greutăți și, cu aceasta, și traiectoriile punctelor sitei, care depind și de așezarea arcurilor și de rezistența lor.

În schema secțiunii transversale a sitei de inerție (fig. 48), rama vibratoare a sitei, *a* este așezată pe patru arcuri *c* fixate de rama fixă *b*. Roțile *d* cu greutatea de inerție, având o greutate totală G_0 , se rotesc, împreună cu arborele *e*, în lagărele de sprijin *f* ale arborelui, care sunt fixate de rama vibratoare a sitei.

Greutatea totală a ramelor cu site care oscilează este G , iar amplitudinea completă a ramei vibratoare a sitei este $2R$.

Notând cu P (kgf/m) mărimea forței care trebuie aplicată arcului pentru a fi alungit sau comprimat cu 1 m, deformația statică a fiecăruia dintre cele patru arcuri sub acțiunea încărcăturii greutății G , aflată pe el, se va determina din condiția :

$$a:1 = \frac{G}{A}:P \quad (60)$$

și va fi egală cu :

$$a = \frac{G}{4P}. \quad (61)$$

Durata perioadei oscilațiilor elastice proprii ale încărcăturii suspendate pe arc se determină cu formula :

$$T_e = 2\pi \sqrt{\frac{a}{g}} \quad (62)$$

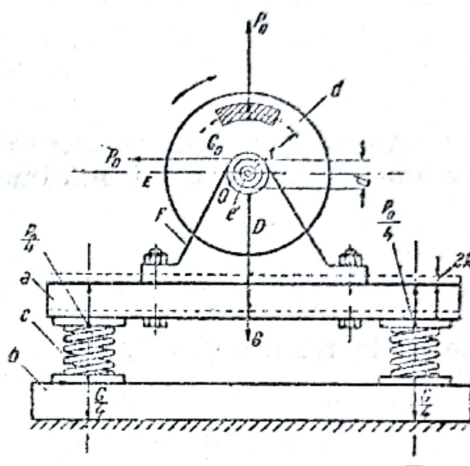


Fig. 48. Sită vibratoare de inerție, secțiune transversală.

în care, înlocuind valoarea lui a din formula de mai sus, rezultă durata oscilațiilor proprii ale sistemului :

$$T_c = 2\pi \sqrt{\frac{G}{4Pg}} \approx \sqrt{\frac{G}{P}}. \quad (63)$$

Perioada T , a forței de ridicare (în acest caz, forța centrifugă de inerție) a două greutatea de inerție G_0 , este egală cu timpul unei rotații a arborelui :

$$T_r = \frac{60}{R}.$$

În funcționarea sitei de inerție după principiul rezonanței, adică atunci când perioada T_c a oscilațiilor proprii ale sistemului coincide cu perioada T_f a forței de ridicare :

$$\sqrt{\frac{G}{P}} = \frac{60}{n}, \quad (64)$$

Forța necesară, în kgf/m, pentru lungirea sau comprimarea arcului cu 1 m este :

$$P = \frac{Gn^2}{3600} \quad (65)$$

Forța de ridicare, în kgf, adică forța centrifugă de inerție a greutateților G care se rotesc, este :

$$P_0 = \frac{G_0 n^2 r}{900} ; \quad (66)$$

în acest caz, pentru fiecare dintre cele patru arcuri revine :

$$\frac{P_0}{4} = \frac{G_0 n^2 r}{3600} .$$

Această forță de ridicare provoacă oscilațiile forțate ale arcului cu amplitudinea $\pm R$, a cărei mărime se determină din condiția :

$$R : 1 = \frac{P_0}{4} : P, \quad (67)$$

de unde rezultă :

$$P = \frac{P_0}{4 R} . \quad (68)$$

Înlocuind valorile lui P și P_0 din formulele precedente, se obține :

$$\frac{G n^2}{3600} = \frac{G_0 n^2 r}{900 \cdot 4 R} \quad (69)$$

și, prin urmare, greutatea totală a greutateților de inerție, necesară la rezonanță, trebuie să fie :

$$G_0 = \frac{G R}{r} \quad (70)$$

unde r este raza de rotație a centrului de greutate al acestor greutateți.

La sitele de inerție care funcționează după principiul rezonanței rezultă totdeauna arcuri mari (dure) cu un număr mic de spire, ceea ce trebuie evitat. Pentru a se obține arcuri mai elastice și, prin urmare, mai sigure, se renunță la respectarea principiului rezonanței, folosind arcuri mai slabe, a căror mărime se determină cu relația :

$$P = \frac{G}{4 a} .$$

Presupunând, în prealabil, comprimarea a a arcurilor și folosind ecuația (67), rezultă :

$$P_0 = 4 P R .$$

Înlocuind aici valoarea lui P_0 din formula (66), se obține :

$$P_0 = \frac{G_0 n^2 r}{900} = 4 P R, \quad (77)$$

de unde :

$$G_0 r = \frac{3\,600\,PR}{n^2} \quad (78)$$

Rezultă că, fixând valoarea r pentru raza de rotație a centrului de greutate al contragreutăților, se determină greutatea lor totală G_0 .

La determinarea puterii motorului pentru sitele de inerție se pleacă dela considerația că rezistența principală este frecarea fusului arborelui în lagărele de sprijin, provocată de forța centrifugă de inerție egală cu P_0 , determinată cu formula (71).

Forța de frecare este egală cu fP_0 , iar lucrul mecanic consumat pentru învingerea acestor forțe în aceeași perioadă este :

$$A = fP_0 \pi d,$$

unde d este diametrul fusului arborelui. De aici se deduce că puterea necesară la n rotații pe minut, va fi :

$$P = \frac{An}{60 \cdot 75} = \frac{fP_0 \pi d n}{4\,500} = \frac{fG_0 \pi n^3 r d}{4\,500 \cdot 900}$$

$$P = \frac{fG_0 n^3 r d}{1\,290\,000} \quad (73)$$

Considerând $f = 0,06$, se obține :

$$P = \frac{G_0 n^3 r d}{21\,500\,000} \quad (74)$$

Pentru sitele de inerție care nu lucrează după principiul rezonanței, afară de puterea consumată pentru învingerea rezistențelor de frecare a arborelui în lagăre este necesară o putere suplimentară pentru transmiterea energiei cinetice maselor mobile ale sitei, care este :

$$P = \frac{Gn^3 R}{2\,800\,000} \quad (75)$$

Sitele vibratoare cu șoc (fig. 49) au mecanismul de vibrație fixat de rama sitei. Mecanismul este compus din arborele a cu came b , rezistente la uzură. Pe came se sprijină pârghia cu ciocănaș c care oscilează pe arborele d , sprijinită cu celălalt capăt pe împingătorul e , tras în sus de arcul f , legat de ciururile sitei.

Arcul obligă împingătorul să se apropie de pârghia c , iar ciocănașul pârghiei să calce pe arborele cu came. La rotirea arborelui vibratorului în sensul săgeții din figură, pârghia cu ciocănașul din capăt scapă pe came, provocând salturi și vibrații la site, de 1 600—2 000 vibrații/min.

Desavantajul acestor tipuri de site constă în uzura rapidă a ciururilor, a camelor pe arbore și a ciocănașului.

Sitele cu vibrator electric au mecanismul de vibrație electromagnetic, care transmite vibrațiile direct sitei fixate de ramă (fig. 50).

Vibratorul electromagnetic, care transmite sitei oscilațiile, lucrează cu curent alternativ, de 15 perioade pe secundă, dela un grup generator special. Electromagnetul a , la trecerea curentului prin bobina lui, atrage ancora b ,

legată cu întinzătorul *e*; capătul inferior al întinzătorului este legat cu bara fixată de pânza sitei și dispusă dealungul acestuia. Între ancoră și electromagnet există o deschidere care poate fi reglată cu ajutorul arcului inferior *d*, pe care este așezată bara, și al arcului superior *g*, legat de ancoră prin doi pivoti *e* și prin placa transversală *f*.

La întreruperea curentului, ancora este atrasă de electromagnet și, ajutată și de întinzător, se ridică cu plasă cu tot, până lovește contactele *i*, când curentul se întrerupe; ancora, datorită arcului, revine în jos. Numărul de vibrații la un astfel de vibrator atinge 1800 vibrații/min.

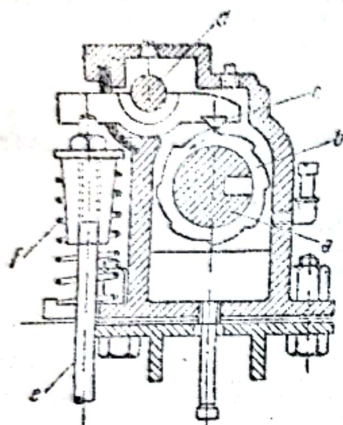


Fig. 49. Sita vibratoare cu șoc.

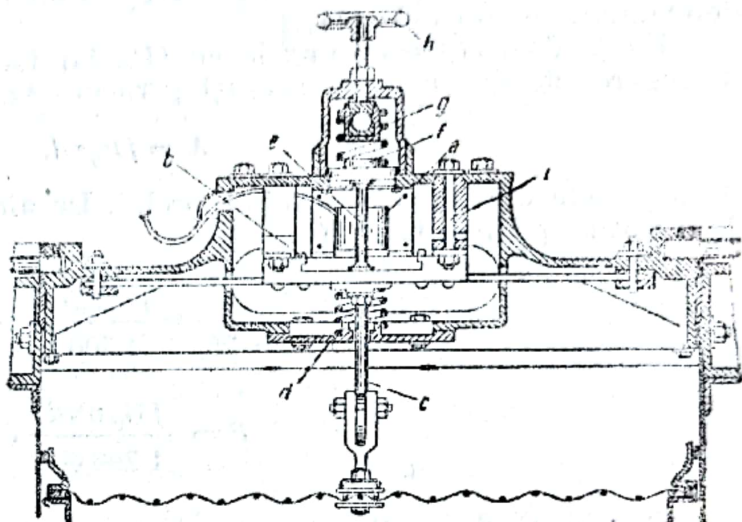


Fig. 50. Sita cu vibrator electric.

Desavantajele acestor site constau în amplitudinea diferită a oscilațiilor în diversele sectoare ale sitei, mai mare în zona de mijloc și mai mică la margine.

Capacitatea sitelor plane mobile. Pentru determinarea capacității sitelor plane mobile nu există formule precise. Dintre formulele empirice, formula lui V. A. Bauman este valabilă pentru sitele de capacitate mică:

$$Q = Aqk_1k_2k_3k_4, \quad (76)$$

în care:

- Q este capacitatea fiecărei site, în m^3/h ;
- A — suprafața sitei, în m^2 ;
- q — capacitatea de cernere a $1 m^2$ sită, în m^3/h , care depinde de dimensiunile orificiilor (v. tabela 42);
- k_1 — coeficient care depinde de conținutul procentual în granule de mărime mică al materialului inițial (v. tabela 43);
- k_2 — coeficientul de corecție al influenței umidității; pentru sitele cu ochiuri mai mari decât 25 mm, indiferent de starea materialului, $k_2 = 1$; sub 25 mm, pentru material uscat, $k_2 = 1,0$; pentru material umed, $k_2 = 0,45 - 0,5$; pentru material umed care se aglomerează, $k_2 = 0,2$;
- k_3 — coeficient de corecție în funcție de metoda de cernere; în cazul metodei umede, cu un consum de apă de $0,4 - 0,5 m^3$ pentru un metru cub de material, la site cu ochiuri până la 25 mm, $k_3 = 1,5 - 1,6$, iar în cazul metodei uscate de cernere, $k_3 = 1,0$;
- k_4 — coeficient de corecție ținând seamă de forma granulelor de material; pentru forme sferice, $k_4 = 1,0$, iar pentru forme cu margini ascuțite, $k_4 = 0,8$.

Capacitatea de cernere q

Tabela 42

Dimensiunea orificiilor ciurului mm	5	7,5	10	20	25	40	50	75	100
Capacitatea de cernere . . . m ³ /h	11	16	20	28	31	38	42	53	64

Coeficientul k_1

Tabela 43

Conținutul procentual în granule de mărime mică al materialului inițial	30	40	50	60	70	80	90
Valoarea lui k_1	0,75	0,80	0,90	1,0	1,15	1,30	1,50

Pentru calculul capacității sitelor, prof. Ortin propune formula empirică :

$$Q = 11d, \quad (77)$$

în care :

Q este capacitatea sitei pe metru pătrat de suprafață, în t/24 h ;

d — diametrul ochiurilor
sitei, în mm,

și formula :

$$Q = 0,96 d\gamma, \quad (78)$$

în care :

Q este capacitatea sitei, în
t/h·m² sită ;

d — diametrul ochiurilor
sitei, în mm ;

γ — greutatea specifică a
rocei, în t/m³.

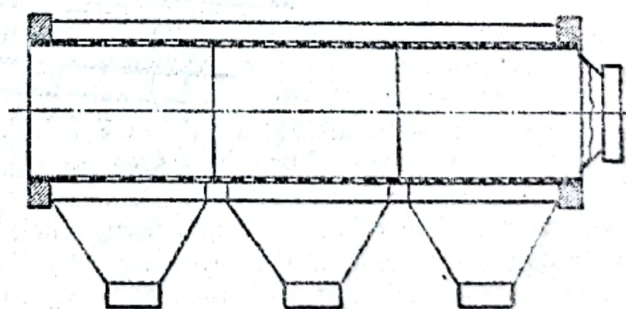


Fig. 51. Sită rotativă cilindrică.

c) Site rotative. Sitele rotative sunt constituite din tamburi cilindrici sau cu secțiune poligonală (fig. 51 și 52), cu pereții de tablă perforată.

Sitele-tobă pot fi confecționate după două variante :

a) Site-tobă cilindrice sau poligonale. La aceste site, diametrul ochiurilor variază dealungul tamburului ; la începutul lui se așează sitele cu ochiuri mai mici, iar la capăt, cele cu ochiuri mai mari (fig. 52 și 53).

β) Site cu tobe concentrice. La sitele cu tobe concentrice (telescopice), (fig. 54) se montează în interior tamburul cu orificiile cele mai mari, materialul trecând treptat prin tamburi din ce în ce mai scurți și cu orificii mai mici.

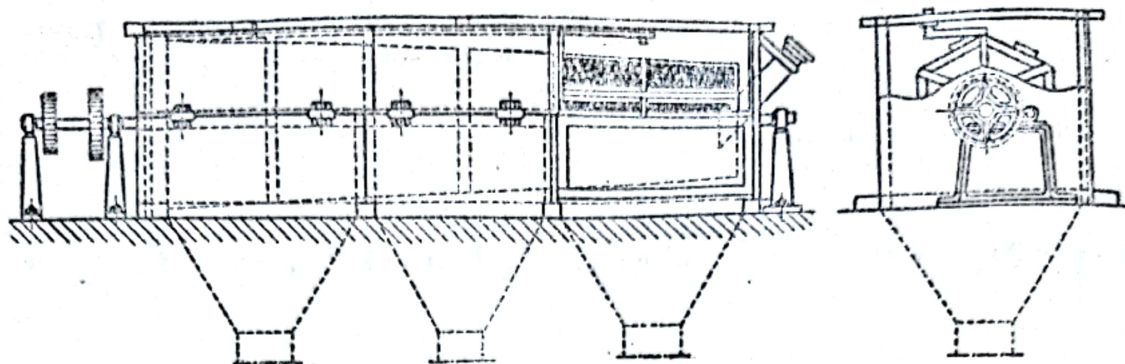


Fig. 52. Sită rotativă poligonală.

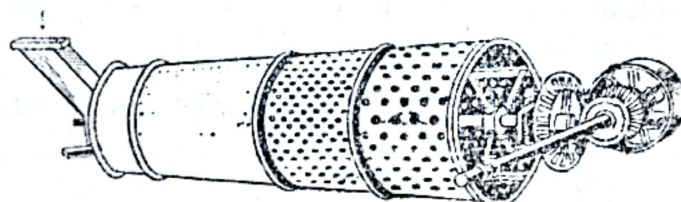


Fig. 53. Sită-tobă.

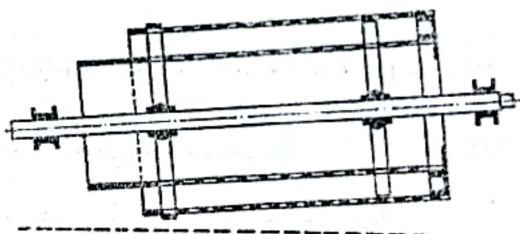


Fig. 54. Sită cu tube concentrice.

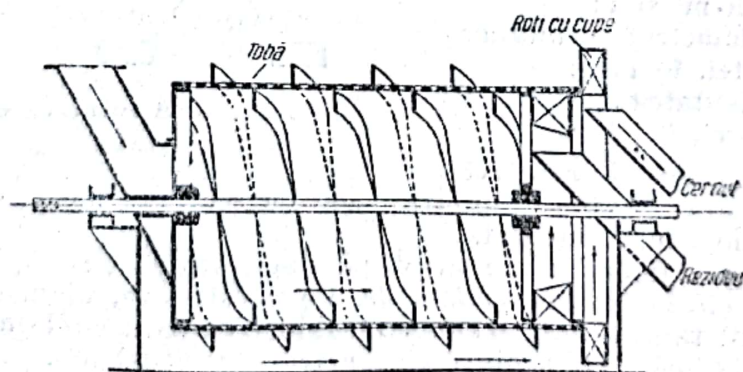


Fig. 55. Sită-tobă pentru cernut în mediu lichid.

Tamburii sunt sprijiniți pe role sau pe un arbore central și sunt acționate de transmisii cu roți dințate sau prin fricțiune. Turația acestor site depinde de diametrul tamburului, aplicându-se aceeași lege ca și în cazul morilor cu bile, adică :

$$n = \frac{23}{\sqrt{d}} \text{ până la } \frac{28}{\sqrt{d}},$$

de obicei 10 – 15 rot/min pentru diametre mari, și 20 – 30 rot/min pentru diametre mici.

4. Cernutul în mediu lichid

În multe cazuri, în special la prelucrarea materialelor fibroase, în industria celulozei, a hârtiei, la pregătirea minereurilor în industria ceramică, etc., pregătirea materialelor comportă, uneori, cernutul în mediu lichid.

Cernutul materialului fibros în stare uscată se face greu, deoarece fibrele astupă în scurt timp găurile sitelor. În mediu umed, la o diluare mare, aceste fibre trec cu ușurință prin sită, iar reziduul rămâne pe sită. Apa servește ca transportor al materialului.

Pentru cernutul materialelor fibroase se folosesc site rotative (fig. 55).

Metoda de cernere în mediu lichid necesită operații prealabile de spălare și de amestecare cu apă. Sistemele mai primitive se rezumă la stropirea materialului pe sita rotativă, pentru a scoate și a elimina impuritățile.

La cernerea în mediu lichid, suprafața sitelor fiind sub apă, particulele solide sunt suspendate în apă, astfel încât forțele de adeziune, care duc la aglomerarea materialului, sunt mult micșorate.

5. Separarea în curent de aer

Cu cât materialul este mai fin măcinat, cu atât separarea și clasarea lui prin site se fac mai greu, deoarece sunt necesare site foarte fine, care sunt foarte sensibile și costisitoare și au o durată scurtă de utilizare. De aceea, în asemenea cazuri se recurge la un dispozitiv de separare în curent de aer, care lucrează fără site. Principiul funcționării constă în introducerea în acest aparat a unui curent de aer cu o anumită viteză, care antrenează particulele solide, dirijându-le în diferite direcții, potrivit gradului de mărime al particulei.

Separatorul cu aer (fig. 56 și 57) se compune dintr-o cameră exterioară *a* numită de detentă, și dintr-o cameră interioară *b* numită de antrenare.

Pâlnia de alimentare *c* este străbătută de un arbore acționat printr'un angrenaj conic ; la capătul inferior al arborelui este un disc distribuitor *d* ; ventilatorul *e*, legat solidar de distribuitor, se rotește odată cu acesta ; aerul este pus în mișcare în circuit închis de către ventilator, care îl absoarbe din camera *b* și îl trimite în camera *a*.

Materialul de separat este introdus prin pâlnia de alimentare *c* și cade pe discul *d*, care se rotește. Prin forța centrifugă, materialul este proiectat spre inelul *f*, aflat deasupra discului, și de aici se împrășteie în jos sub formă de con. Aerul aspirat de ventilator traversează această „ploaie” de material în sens invers și antrenează pulberea fină în sus. Granulele mari, fiind mai grele, nu sunt antrenate și cad în jos fiind evacuate prin racordul *g*. Materialul fin ajuns cu aerul în camera de detentă se separă prin micșorarea vitezei aerului și prin schimbare de direcție și iese prin racordul *h*. Aerul fără praf intră din nou în circuit prin deschiderile *i*.

Reglarea vitezei curentului de aer se obține fie prin viteza de rotație a ventilatorului, fie printr'un obturator al deschiderilor i (nu se vede pe figură).

Separatorii în curent de aer funcționează, aproape totdeauna, cuplați cu aparate de mărunțire (mori centrifuge cu bile, mori biconice, etc.). Randa-

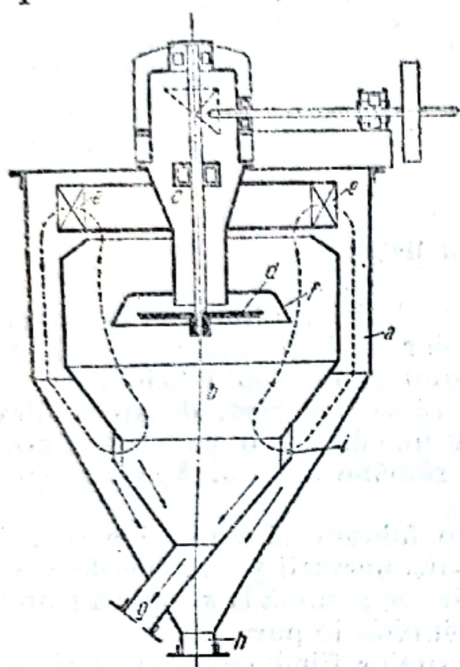


Fig. 56. Separator de praf.

mentul unui separator cu aer este raportul dintre conținutul în particule în aer, la intrare, și al celor care rămân în curentul de aer, la ieșire. Aceasta depinde, în special, de proprietățile materialului, de umiditatea lui, de gazul care vehiculează praful în sistem, etc.

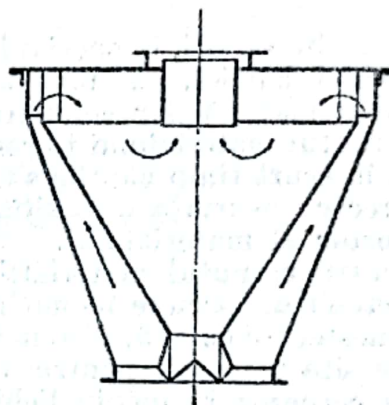


Fig. 57. Separator de praf.

Pentru a calcula randamentul unui separator, se notează:

- G — greutatea produsului ce vine la separare, în kg;
- a — proporția de supragranulație în materialul ce alimentează separatorul, în părți din unitate;
- b — proporția de subgranulație, în părți din unitate;
- R — greutatea rezidului, în kg;
- T — greutatea cantității trecute, în kg;
- u — proporția de subgranulație în reziduu, în părți din unitate;
- v — proporția de subgranulație în fracțiunea trecută;
- η — randamentul separatorului.

Cantitatea totală de material se compune din reziduu și din fracțiunea trecută:

$$G = R + T. \quad (79)$$

Partea ce a trecut este:

$$T = Gb - Ru + Tv. \quad (80)$$

Ținând seama de relația (79), rezultă:

$$T = \frac{b - u}{1 - u - v} \cdot G. \quad (81)$$

În mod analog,

$$R = \frac{a - b}{1 - u - v} \cdot G. \quad (82)$$

Raportul între partea care a trecut și reziduu este :

$$\frac{T}{R} = \frac{b - u}{a - b} \quad (83)$$

de unde

$$T = \frac{b - u}{a - b} R \quad (84)$$

și

$$R = \frac{a - b}{b - u} T \quad (85)$$

Randamentul de separare este :

$$\begin{aligned} \eta &= \frac{T - \frac{Tv}{a}}{G - b} = \\ &= \frac{(a - v)(b - u)}{ab(1 - u - v)} \quad (86) \end{aligned}$$

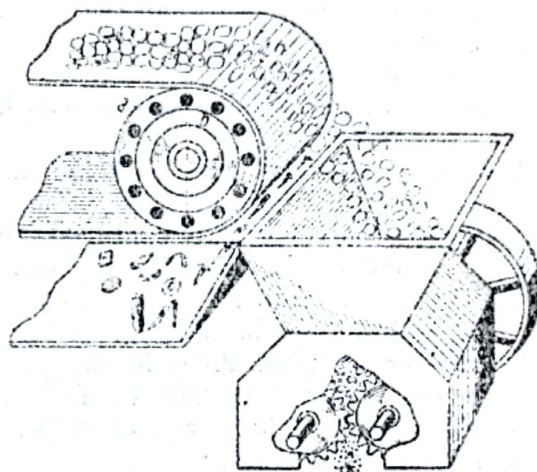


Fig. 58. Separator electromagnetic.

Dacă se pleacă dela reziduu se ajunge la același rezultat :

$$\eta = \frac{R - \frac{Ru}{b}}{G - a} = \frac{(a - v)(b - u)}{ab(1 - u - v)}$$

6. Separarea electromagnetică

Înainte de operațiile de măcinare și de mărunțire este necesar, uneori, să se procedeze la eliminarea resturilor de piese metalice (fontă, fier, etc.), care, întînd între suprafețele de măcinare, le pot defecta. Această operație se face cu ajutorul separatorului electromagnetic (fig. 58).

Aparatul instalat la capătul de acționare al transportorului ce duce la concasor se compune dintr-o toabă rotativă de alamă, a , în interiorul căreia este așezat un electromagnet b , alimentat cu curent continuu.

În timpul rotației tamburului, suprafața lui trece în imediata apropiere a polilor electromagnetului, pentru ca apoi să se depărteze.

Când bucățile de fontă și de oțel ajung în câmpul electromagnetic, ele sunt reținute la suprafața tamburului, pe când materialul de măcinat, neavînd proprietăți magnetice, curge de pe suprafața tobei în pâlnia silozului.

La ieșirea tamburului de sub influența câmpului electromagnetic, bucățile metalice se desprind și, sub acțiunea gravitației, cad în alt compartiment, separîndu-se astfel de materialul măcinat.

Sunt și alte metode de separare care lucrează după principii diferite (sedimentare, limpezire, decantare, filtrare, centrifugare, etc.). Teoria, descrierea și construcția acestor aparate sunt tratate în secțiuni speciale.

VI. CURGEREA FLUIDELOR

NOTAȚII

Semnificația notațiilor folosite în acest capitol, — cu excepția cazurilor în care nu se precizează altfel în text:

c — coeficient de debit;	D_e — diametrul echivalent $= 4 r_h$, în m;
c' — coeficient de viteză;	E — expresia $c/\sqrt{1-r^4}$;
d — diametrul orificiului, în m;	f — frecare, în kgf m/kgf;
g — accelerația pământească, în m/s ² ;	G — debit gravimetric, în kgf/s;
h, H — înălțimea unei coloane de fluid, în m;	G' — debit gravimetric, în kg/h;
$k=c_p/c_v$ — raportul dintre căldurile specifice, la presiune și volum constant;	M — greutate moleculară, în g/mol;
l, L — lungime, în m;	P — presiune, în kg/m ² =mm col.apă
r_h — rază hidraulică, în m;	Re — numărul lui Reynolds $= Dw\gamma/\eta g$, (nedimensional);
q — debit volumetric, în m ³ /h;	T — temperatura absolută, în °K;
q' — debit volumetric, în m ³ /s;	V — volum, în m ³ , sau unități corespunzătoare formulei;
r — raportul d/D ;	$W' = w\gamma$ — debit gravimetric specific, în kgf/m ² s;
t — temperatură, în °C;	γ — greutate specifică, în kgf/m ³ ;
w — viteză, în m/s;	η — viscozitate dinamică, în kgf·s/m ² ;
v — volum specific, în m ³ /kg;	ν — viscozitate cinematică, în cm ² /s;
x — diferența de nivel, în m;	ρ — densitate sau masa specifică, în kgf·s ² /m ⁴ ;
A — suprafață, secțiune, în m ² ;	$\lambda=f(Re)$ — coeficient de frecare.
D — diametrul conductei, în m;	

VISCOZITATEA

Fluidele au proprietatea caracteristică de a se deforma ușor; pe această proprietate se bazează curgerea și transportul lor.

Rezistența pe care o opune un fluid la deformare este determinată de viscozitatea lui.

Înăuntrul unui fluid în mișcare, moleculele din două plane paralele se deplasează unele în raport cu celelalte, datorită diferenței de viteză dw pe distanța dL în direcție normală la mișcarea considerată. Există deci un gradient de viteză dw/dL , care produce, din cauza forțelor de coeziune, un efort tangențial τ . Valoarea acestui efort este dată de ecuația:

$$\tau = \eta \frac{dw}{dL}, \quad (1)$$

care exprimă proporționalitatea dintre efortul tangențial și gradientul de viteză din care derivă.

Forța de frecare produsă pe o suprafață A este:

$$F = \tau A = \eta A \frac{dw}{dL}, \quad (2)$$

în care coeficientul de proporționalitate η poartă numele de viscozitate.

Relația a fost verificată experimental de N. P. Petrov, care a găsit că ea se aplică perfect, cu excepția câtorva cazuri izolate, pe care le-a numit „lichide anormale”. Pentru acestea din urmă, forța de frecare are valoarea :

$$F = \tau_0 A + \eta A \frac{dw}{dL},$$

unde $\tau_0 A$ reprezintă forța de frecare care trebuie învinsă înainte ca lichidul să intre în mișcare cu gradientul corespunzător de viteză.

Ecuatia de definiție a viscozității se deduce din legea de variație a forței F , care trebuie aplicată unei suprafețe A din masa unui fluid de viscozitate η , pentru a o deplasa cu viteza w în raport cu o suprafață egală A' , aflată la distanța L :

$$\eta = \frac{FL}{Aw}. \quad (3)$$

Viscozitatea, așa cum a fost definită mai sus, se numește *viscozitate dinamică* sau *absolută*.

Unitatea de măsură a viscozității dinamice în sistemul CGS, este $\text{g/cm} \cdot \text{s}$; această unitate de viscozitate se numește poise (P). În practică se folosește submultiplul, centipoise, cP ($\text{cP} = 0,01 \text{ P}$).

În sistemul tehnic, unitatea pentru viscozitatea dinamică este $\text{kgf} \cdot \text{s/m}^2$.

Pentru convertirea unității CGS de viscozitate absolută în unitatea tehnică, se folosește relația :

$$1\text{P} = \frac{1\text{g}}{\text{cm} \cdot \text{s}} = \frac{1\text{gf} \cdot \text{s}}{981 \text{ cm}^2} = \frac{\frac{1}{1000} \text{ kgf} \cdot \text{s}}{981 \cdot \left(\frac{1}{100} \text{ m}\right)^2}$$

$$1\text{P} = 0,0102 \frac{\text{kgf} \cdot \text{s}}{\text{m}^2}.$$

Viscozitatea cinematică se definește prin raportul $\nu = \eta/\rho$ dintre viscozitatea dinamică și masa specifică (densitatea).

Dimensiunile viscozității cinematice conțin numai lungimea și timpul, astfel încât ele sunt aceleași în cele două sisteme de măsură. Unitatea corespunzătoare în sistemul CGS, $1 \text{ cm}^2/\text{s}$, este cunoscută sub numele de stokes (St).

Unitatea tehnică este m^2/s .

Relația dintre cele două unități este :

$$1 \text{ St} = 10^{-4} \text{ unități tehnice}.$$

Viscozitatea dinamică relativă a unui fluid se definește ca raportul dintre viscozitatea dinamică a fluidului și viscozitatea apei la 20°C . Deoarece viscozitatea apei la 20°C este practic egală cu 1 cP , viscozitatea relativă a fluidelor este numeric egală cu viscozitatea lor dinamică, exprimată în cP.

1. Determinarea viscozității

Viscozitatea cinematică se determină prin măsurarea timpului de curgere al unui volum cunoscut de fluid, printr'un tub capilar standard. Tubul capilar fiind relativ scurt, efectul de intrare și de ieșire constituie o parte importantă din rezistența la curgere. Calculul pe bază de formule teoretice nu este deci

posibil, astfel încât relația dintre timpul de curgere și viscozitatea cinematică se determină experimental. Pentru principalele viscozimetre industriale este valabilă relația empirică:

$$\nu = At - \frac{B}{t},$$

unde:

ν este viscozitatea cinematică, în St;
 t — timpul de curgere, în s;
 A, B — constantele aparatului, care se determină prin încercări cu lichide de viscozitate cunoscută.

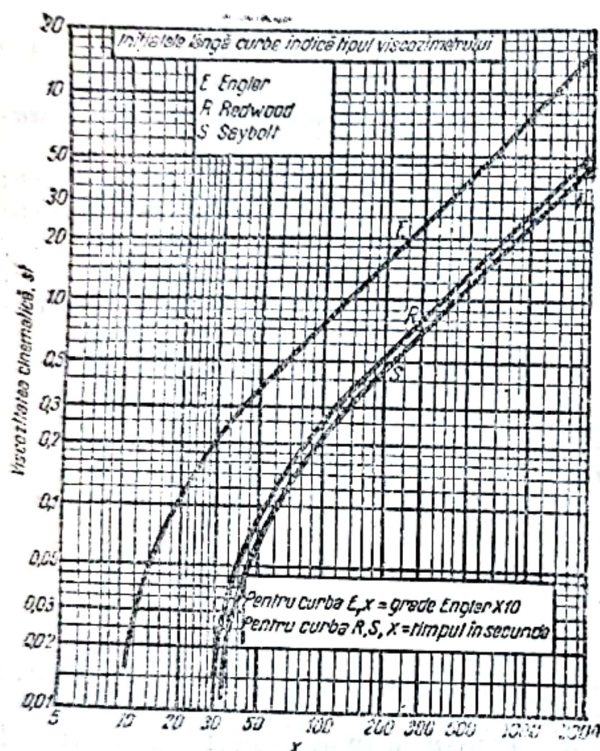


Fig. 1. Relații între viscozitățile obținute cu diferite viscozimetre.

lui specifică la 50°C este 0,9 g/cm³, viscozitatea lui dinamică este:

$$\eta = 0,53 \cdot 0,9 = 0,477 \text{ P} = 0,477 \cdot 0,0102 \cdot \text{kgf} \cdot \text{s/m}^2$$

La aceeași temperatură, viscozitatea Redwood este 210 s și viscozitatea Saybolt, de 240 s.

2. Variația viscozității cu temperatura și presiunea

Viscozitatea este o manifestare a forțelor de atracție intermoleculară. Cum aceste forțe sunt mult influențate de temperatură și mai puțin de presiune, este natural ca efectul acestora să se răsfrângă asupra viscozității.

Viscozimetrul cel mai des folosit este viscozimetrul Engler. Într-o măsură mai restrânsă sunt folosite viscozimetrele Saybolt și Redwood.

Viscozitatea determinată cu viscozimetrul Engler se exprimă în grade Engler (°E), care reprezintă raportul dintre timpul de curgere a 200 cm³ lichid la temperatura t , și timpul de curgere a unui volum egal de apă distilată la 20°C.

Viscozitatea determinată în aparatele Saybolt și Redwood se exprimă printr'un număr egal cu timpul (în secunde) în care un volum anumit de lichid curge prin tubul capilar al instrumentului.

Fig. 1 reprezintă grafic ecuația $\nu = At - \frac{B}{t}$ și corelează viscozitățile determinate cu diferite viscozimetre.

Conform curbelor din fig. 1, un lichid cu viscozitatea 7°E la 50°C are $\nu = 0,53$ St. Dacă masa

a) Gaze

α) *Variația cu temperatura.* Viscositatea celor mai multe gaze la presiune atmosferică se poate citi pe nomograma din fig. 2. Nomograma servește la calcularea grafică a funcției:

$$\eta = \eta_0 \left(\frac{T}{273,1} \right)^n,$$

care exprimă viscozitatea unui gaz la temperatura $T^\circ\text{K}$ în funcție de viscozitatea lui la $273,1^\circ\text{K}$. Funcția conține două constante, η_0 și n , determinate experimental.

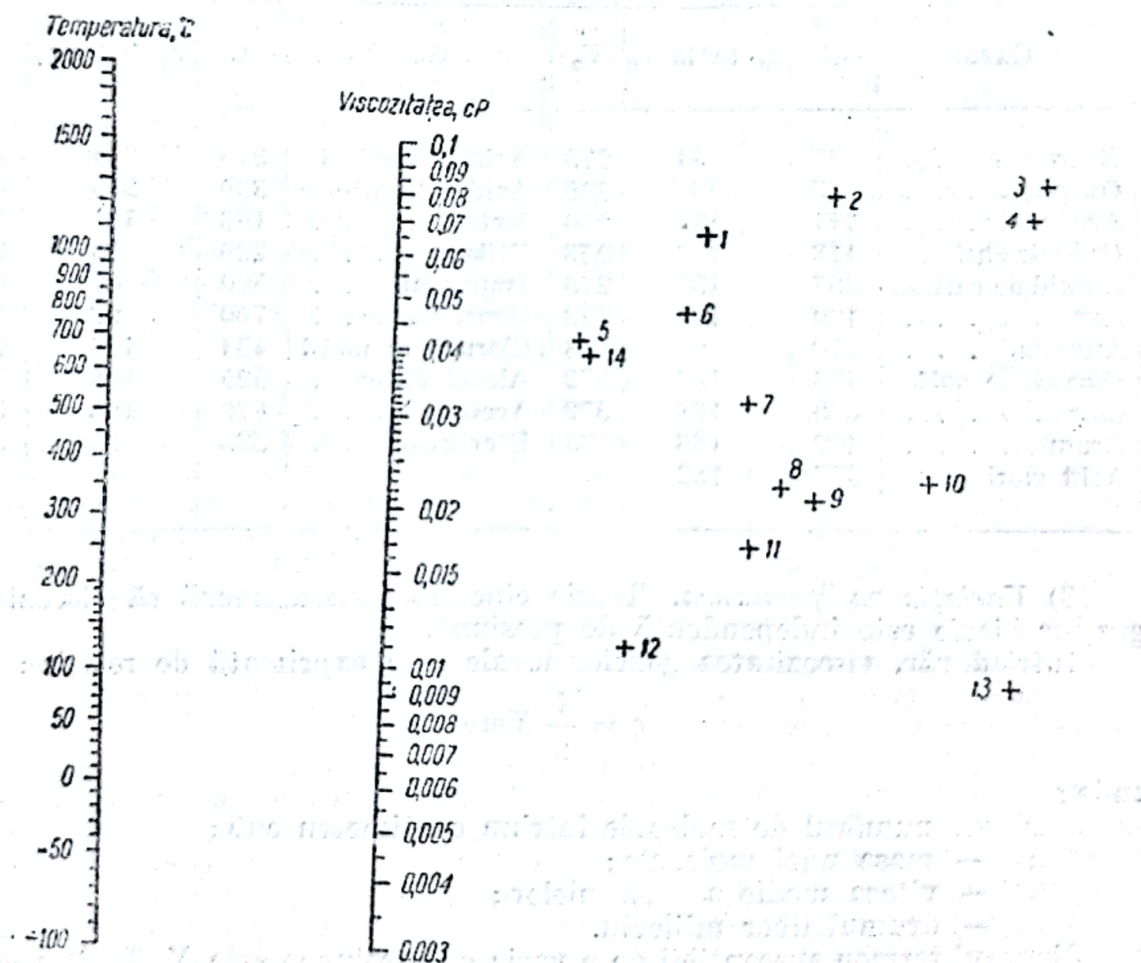


Fig. 2. Variația viscozității gazelor, cu temperatura:

- 1 - oxigen; 2 - oxid de azot; 3 - bioxid de carbon; 4 - acid clorhidric; 5 - aer; 6 - azot;
7 - bioxid de sulf; 8 - metan; 9 - apă (vapori); 10 - amoniac; 11 - etan; 12 - hidrogen;
13 - benzen (vapori); 14 - oxid de carbon.

Datele de mai sus sunt valabile până la presiuni apreciabil superioare celei atmosferice: în cazul gazelor „permanente” chiar până la 100 at.

Această funcție este în concordanță cu datele experimentale pentru majoritatea gazelor, în special la temperaturi joase. Pentru He și H, pe toată scara

experimentală de temperaturi, se folosește de preferință formula, valabilă și pentru celelalte gaze :

$$\eta = \eta_0 \frac{T_0 + C}{T + C} \left(\frac{T}{273,1} \right)^{\frac{3}{2}}, \quad (4)$$

considerată, în general, mai exactă, îndeosebi la temperaturi superioare temperaturii critice.

Valorile constantelor η_0 și C sunt date în tabela de mai jos :

Tabela 1

Valorile constantelor η_0 și C

Gazul	C	$\eta_0 \cdot 10^6$ la T_0	T_0	Gazul	C	$\eta_0 \cdot 10^6$ la T_0	T_0
Hidrogen	77	84	273	Acid bromhidric	375	234	373
Oxigen	127	204	296	Acid iodhidric	390	238	373
Azot	111	176	296	Metan	198	135	373
Oxid de carbon	118	166	273	Etilenă	226	99	288
Bioxid de carbon	257	137	273	Isopentan . . .	500	87	373
Aer	120	171	273	Benzen	700	92	100
Amoniac	370	92	273	Clorură de metil	454	104	288
Bioxid de sulf	416	162	373	Alcool etilic . .	525	108	373
Clor	325	168	372	Acetonă	670	108	373
Brom	460	188	373	Eter etilic . . .	325	95	373
Acid clorhidric	357	182	373				

β) *Variația cu presiunea.* Teoria cinetică demonstrează că viscozitatea gazelor ideale este independentă de presiune.

Intr'adevăr, viscozitatea gazelor ideale este exprimată de relația :

$$\eta = \frac{1}{3} N m w l, \quad (5)$$

unde :

N este numărul de molecule într'un centimetru cub ;

m — masa unei molecule ;

w — viteza medie a moleculelor ;

l — drumul liber mijlociu.

Singurul termen susceptibil de a varia cu presiunea este N . Ținând seamă însă că drumul liber mijlociu este invers proporțional cu N , rezultă că η nu depinde de presiune :

$$\eta = \frac{1}{3} N m w \cdot \frac{\text{const}}{N} = \frac{1}{3} m w \cdot \text{const.}$$

Pentru gazele reale, viscozitatea nu este constantă pe toată scara de presiuni ; practic se consideră că ea nu variază între 15 mm col. Hg și 50 kgf/cm².

Nomograma din fig. 2 servește pentru găsirea viscozității unor gaze comune, la diferite temperaturi, iar curbele din fig. 3 exprimă viscozitatea aerului și a vaporilor de apă în funcție de temperatură și presiune.

b) Lichide

În limitele uzuale ale condițiilor de lucru, viscozitatea lichidelor poate fi considerată ca independentă de presiune. Un ulei mineral cu viscozitate 50 cP la 50 °C și la presiunea atmosferică își mărește viscozitatea cu aproximativ 50% la 250 kgf/cm², și cu aproximativ 500% la 1 000 kgf/cm².

Nu se cunoaște nicio relație generală pentru exprimarea viscozității lichidelor în funcție de temperatură.

În nomograma din fig. 4 este redată variația viscozității unor lichide comune în funcție de temperatură, iar fig. 5 conține date asupra viscozității unor produse petroliere.

Dacă se reprezintă, într'un sistem de coordonate obișnuit, datele experimentale asupra variației viscozității cu temperatura, se obțin curbe diferite pentru fiecare lichid. Caracteristica lor comună este că viscozitatea scade mult cu creșterea temperaturii.

S'a observat că dacă se iau în ordonată valorile logaritmului sau ale logaritmului logaritmului viscozității, iar pe abscisă logaritmul temperaturii absolute, se obțin, pe un domeniu destul de întins, linii aproape drepte.

Pentru uleiurile minerale și animale, variația $\lg \lg (\nu + 0,8)$, ν fiind viscozitatea, în centistokes, în funcție de $\lg (^\circ\text{C} + 273)$, se reprezintă prin linii drepte. Aceasta înseamnă că sunt suficiente două determinări experimentale pentru a putea reda variația viscozității în limite largi de temperatură. Ecuația generală a dreptei este :

$$\lg \lg (\nu_2 + 0,8) = m \lg \frac{T_2}{T_1} + \lg \lg (\nu_1 + 0,8),$$

unde ν_1 și ν_2 sunt viscozitățile cinematice, în centistokes, la temperaturile absolute T_1 și T_2 . Dacă se folosește un sistem de coordonate cu abscisa logaritmică pentru T și ordonată $\lg \lg$ pentru ν , reprezentarea ecuației de mai sus este o dreaptă, având coeficientul unghiular m .

O altă metodă de reprezentare a viscozității se bazează pe regula lui Dühring și se poate enunța în modul următor : dacă, într'un sistem obișnuit de coordonate, se reprezintă în ordonată temperatura unui lichid, iar în abscisă temperatura la care un lichid de referință, convenabil ales, are aceeași viscozitate ca și cel dintâi, datele experimentale se înscriu pe o dreaptă.

În fig. 6 sunt reprezentate liniile isoviscoidale ale unor lichide pure și ale unei soluții apoase, în raport cu apa.

Pentru amestecuri de lichide dă rezultate bune formula lui Bacinschi :

$$\eta = \frac{c}{v - w}, \quad (6)$$

unde c și w sunt constante caracteristice ale lichidului, iar v este volumul lui specific.

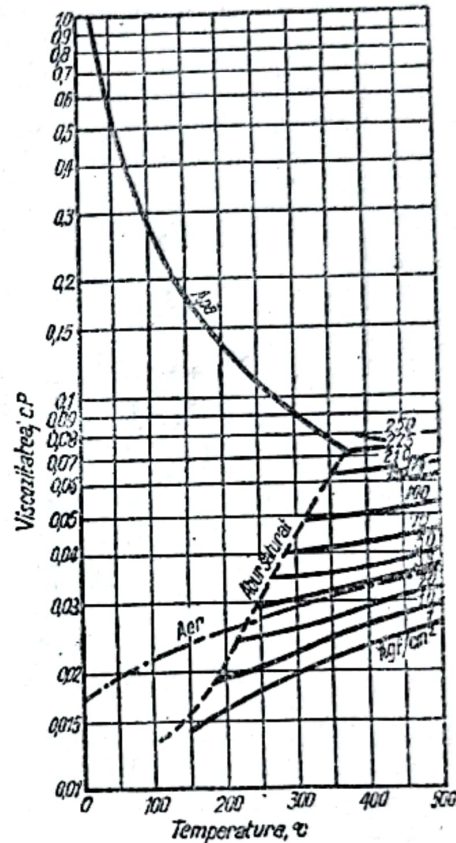


Fig. 3. Variația viscozității aerului, a vaporilor de apă și a apei, cu temperatura.

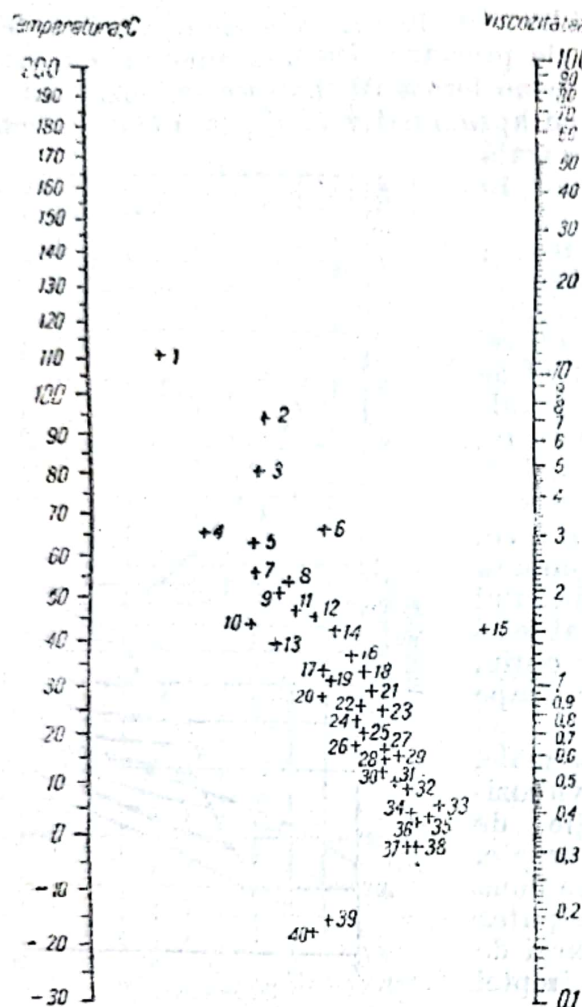


Fig. 4. Variația viscozității lichidelor, cu temperatura:

1 - glicerina 100%; 2 - acid sulfuric 111%;
3 - acid sulfuric 98%; 4 - etilenglicol;
5 - fenol; 6 - acid sulfuric 60%; 7 - glicerina 50%; 8 - anilină; 9 - naftalină; 10 - alcool metilic 30%; 11 - alcool butilic; 12 - acid acetic 70%; 13 - alcool metilic 30%; 14 - nitrobenzen; 15 - mercur; 16 - terebentină; 17 - alcool etilic; 18 - acid acetic 100%; 19 - alcool etilic 100%; 20 - apă; 21 - tetraclorură de carbon; 22 - clorbenzen; 23 - clorură de etilen; 24 - alcool metilic 90%; 25 - benzen; 26 - alcool metilic 100%; 27 - toluen; 28 - octan; 29 - cloroform; 30 - acetat de etil; 31 - heptan; 32 - acetat de metil; 33 - sulfură de carbon; 34 - acetonă; 35 - bioxid de sulf; 36 - hexan (n); 37 - eter.

Dozele pot fi întrebuințate până la presiuni de circa 500 kgf/cm².

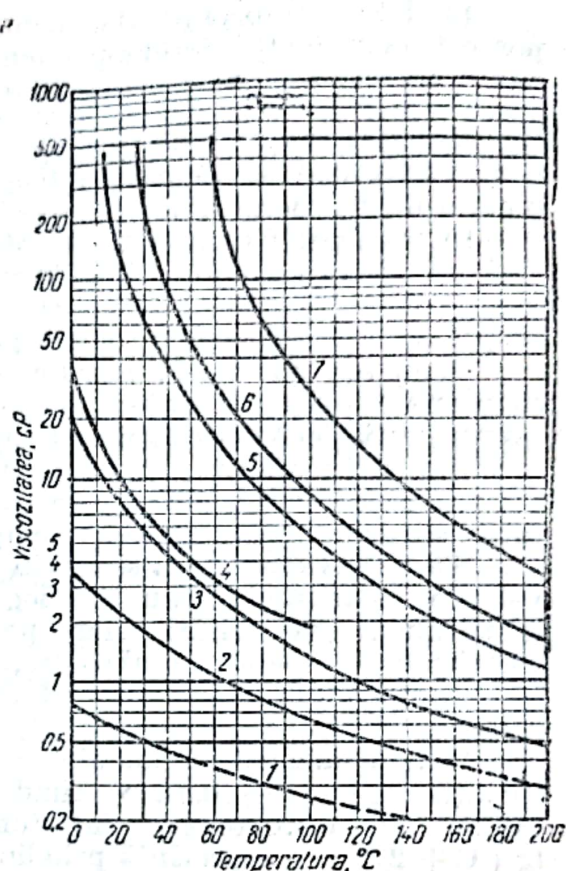


Fig. 5. Variația cu temperatura a viscozității fracțiunilor dintr-un țitei semiparafinos:

1 - benzina; 2 - petrol ($D_{15} = 0,823$); 3 - motorină ($D_{15} = 0,847$); 4 - țitei ($D_{15} = 0,849$); 5 - ulei ușor (visc. Eng. 50° ~ 4,0); 6 - ulei greu (visc. Eng. 50° ~ 7,5); 7 - ulei cilindru (visc. Eng. 100° ~ 5,0).

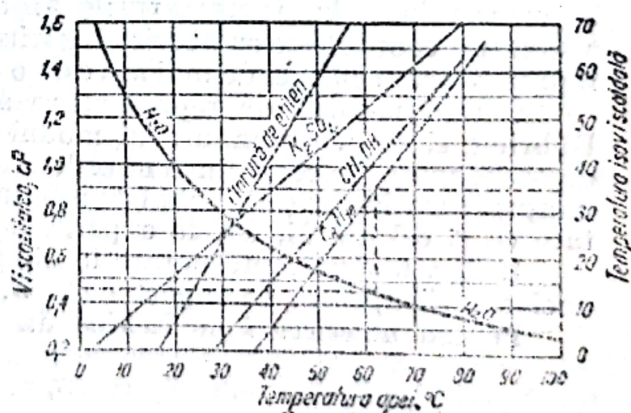


Fig. 6. Variația viscozității lichidelor, cu temperatura.

CURGEREA FLUIDELOR

1. Generalități

Transportul fluidelor este o operație comună tuturor industriilor chimice. Aproape că nu se poate concepe o instalație industrială în care să nu se transporte, — sub formă de materie primă, de produs intermediar sau finit, de agent auxiliar sau de subprodus, — lichide sau gaze, mai ales aer, apă și vapori de apă.

Problema fundamentală a hidrodinamicii aplicate în industria chimică este de a găsi relații cantitative între debitul unui fluid, cu proprietăți cunoscute, care curge printr'un dispozitiv dat, și căderea de presiune rezultată. Aceste relații, împreună cu formulele empirice ale frecării, conduc în mod direct la rezolvarea următoarelor probleme importante în practică :

1. Determinarea cantității de fluid care trece prin secțiunea unui dispozitiv (conductă) în unitate de timp.

2. Puterea necesară pentru a transporta, printr'un dispozitiv (conductă), un anumit debit dintr'un fluid dat.

3. Dimensiunile aparatului, sau diametrul conductei adecvate pentru transportul unui anumit debit de fluid, având disponibilă o putere dată.

Principiul conservării materiei și a energiei, cum și relațiile frecării fluidelor, constituie baza analitică a rezolvării problemelor din dinamica fluidelor.

Principiul conservării materiei, aplicat la curgerea fluidelor în regim staționar și continuu, poate fi exprimat, pentru orice secțiune, prin relațiile :

$$A_1 w_1 \gamma_1 = A_2 w_2 \gamma_2 = \dots, \quad (7)$$

în care :

A este secțiunea, în m^2 ;

w — viteza de curgere, în m/s ;

γ — greutatea specifică, în kgf/m^3 .

În cazul curgerii fluidelor incompresibile $\gamma_1 = \gamma_2 = \dots$; ecuația de mai sus devine :

$$A_1 w_1 = A_2 w_2 = \dots,$$

adică volumul care trece, în unitate de timp, prin oricare secțiune de curgere, este constant.

2. Teorema lui Bernoulli

Teorema lui Bernoulli este expresia principiului conservării energiei, aplicat curgerii fluidelor în regim permanent.

Se consideră sistemul din fig. 7, în care un fluid oarecare curge în mod uniform și continuu dela secțiunea I la secțiunea II și se ia drept bază, timpul necesar pentru ca unitatea de greutate a fluidului să treacă dela secțiunea I la secțiunea II .

Ecuația lui Bernoulli pune condiția de egalitate între energiile intrate în sistem (cantitatea de energie în secțiunea I , plus energia absorbită în curgerea între cele două secțiuni) și energiile ieșite din sistem (energia în secțiunea II , plus energia pierdută pe intervalul dintre cele două secțiuni).

Diferența de energie a unității de greutate de fluid între cele două secțiuni (secțiunea II față de secțiunea I) este o măsură a diferenței de energie pe care o prezintă întreaga masă de fluid dintre aceste două secțiuni în momentul $t + dt$ și momentul t ; intervalul dt fiind intervalul în care unitatea de greutate trece prin secțiunea I și o altă unitate de greutate prin secțiunea II .

întrucât mișcarea este permanentă, masa comună acestor două stări se găsește în aceleași condiții în cele două momente t și $t + dt$.

Următoarele forme de energie intervin în sistemul considerat: 1) *Energia potențială* a unui kilogram de fluid față de planul orizontal de referință în secțiunea I va fi numeric egală cu înălțimea h , a conductei, în metri, în raport cu acest plan. 2) Dacă fluidul intră în planul secțiunii I cu viteza w metri pe secundă, *energia cinetică* a unui kilogram de fluid va fi $w^2/2g$. 3) Evident că

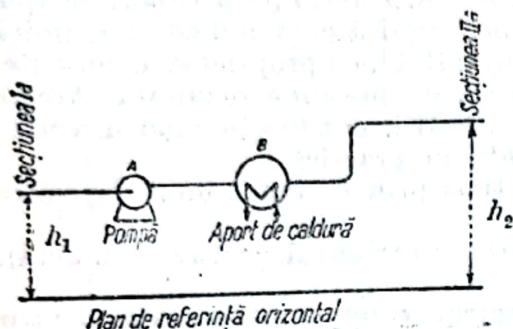


Fig. 7. Demonstrația ecuației lui Bernoulli.

fluidul este forțat să intre în secțiune de presiunea fluidului din amonte, iar *energia corespunzătoare presiunii* este produsul dintre presiune și volum Pv , unde pentru v , se ia volumul care străbate secțiunea I în intervalul dt . 4) Afară de formele de energie mecanică de mai sus, fluidul mai conține o anumită cantitate de *energie internă* U , pe unitatea de greutate. 5) În plus, cum rezultă din fig. 7, în intervalul dintre cele două secțiuni, fluidul câștigă o cantitate suplimentară de *energie mecanică* W , pe unitatea de greutate, dela pompa A, și 6) *Energie calorică* Q dela dispozitivul B.

Exprimând formele de energie de mai sus în același sistem de unități (MKfS) și presupunând că în intervalul cuprins între secțiunile I, respectiv II, și exterior nu se produce niciun alt schimb de energie, aplicarea principiului întâi al termodinamicii conduce la următoarea formulă, care poate fi considerată ca o expresie completă a teoremei lui Bernoulli:

$$h_1 + P_1 v_1 + \frac{w_1^2}{2g} + U_1 + W + Q = h_2 + P_2 v_2 + \frac{w_2^2}{2g} + U_2, \quad (8)$$

unde v_1 și v_2 sunt volumele specifice (inversul greutăților specifice γ_1 și γ_2) în secțiunile I și II. Se va observa că W și Q nu intervin în membrul al doilea al egalității, deoarece s'au transformat în energie mecanică și în energie internă.

Raționamentul de mai sus se poate aplica la oricare alte două secțiuni ale sistemului considerat și la orice alt sistem în care un fluid curge în regim staționar.

Valabilitatea acestei ecuații energetice, pentru condițiile considerate, este în afară de orice discuție, ea fiind însăși expresia principiului conservării energiei.

Pentru majoritatea covârșitoare a aplicațiilor din dinamica fluidelor, ecuația bilanțului general de energie de mai sus este susceptibilă de simplificări, fiindcă, în aceste cazuri, singura formă de energie care intervine este cea mecanică. Egalitatea (8), în absența pompei A, devine, pentru fluidele incompresibile:

$$h_1 + P_1 v_1 + \frac{w_1^2}{2g} = h_2 + P_2 v_2 + \frac{w_2^2}{2g}, \quad (9)$$

deoarece unitatea de greutate, între cele două secțiuni, are aceeași energie internă $U_1 = U_2$.

În această formă, teorema lui Bernoulli se poate enunța astfel: într'un sistem în care un fluid curge uniform și continuu, fără frecare și fără schimb de energie cu exteriorul, și având greutatea specifică constantă, suma energiilor mecanice este constantă pentru orice secțiune.

Trebuie menționat că fluidele compresibile, trecând dela secțiunea *I* la secțiunea *II*, suferă o comprimare sau o dilatație, din care rezultă un lucru mecanic pozitiv sau negativ, efectuat asupra unității de greutate considerate. Această creștere (pozitivă sau negativă) a energiei mecanice, pe seama celorlalte energii ale fluidelor, poate fi considerată ca un lucru de comprimare sau de dilatare a porțiunii de fluid; ea este egală cu $-\int_1^2 P dv$. Acest termen va trebui adăugat părții din dreapta a ecuației (9).

Ținând seama de faptul că, datorită ireversibilității practice a fenomenului curgerii, o parte din energia mecanică, obținută prin însumarea termenilor din prima parte a ecuației, devine indisponibilă, transformându-se prin frecare în căldură, ecuația (9) ia forma generală:

$$h_1 + P_1 v_1 + \frac{w_1^2}{2g} = h_2 + P_2 v_2 + \frac{w_2^2}{2g} - \int_1^2 P dv + f, \quad (10)$$

care este o altă expresie a teoremei lui Bernoulli.

Având în vedere că,

$$\int_1^2 d(Pv) = \int_1^2 P dv + \int_1^2 P dp$$

sau

$$P_2 v_2 - P_1 v_1 = \int_1^2 P dv + \int_1^2 v dP,$$

teorema lui Bernoulli se poate scrie și sub forma:

$$-\int_1^2 v dP = h_2 - h_1 + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} + f, \quad (11)$$

sau

$$-\int_1^2 \frac{dP}{\gamma} = h_2 - h_1 + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} + f. \quad (11 a)$$

Dacă distanța dintre secțiunile *I* și *II* este suficient de mică, termenul *f* (frecare) are o valoare neglijabilă. Pe măsură ce crește distanța dintre cele două secțiuni, crește și *f*, iar suma celorlalți termeni din partea dreaptă a ecuațiilor (10) și (11) scade.

3. Mecanismul curgerii fluidelor

Studiile asupra curgerii uniforme și continue a fluidelor prin tuburi de sticlă transparente au permis să se observe mai deaproape mecanismul fenomenului. Masa fluidului în curgere poate fi imaginată ca fiind constituită din straturi sau din fire (filamente), care pot fi puse în evidență, la gaze, prin producerea de fumuri, iar la lichide, cu ajutorul coloranților. La viteze de curgere mici și moderate, firele de fluid se deplasează în linie dreaptă și sunt deci paralele între ele. Se va observa însă că filamentele de fluid din apropierea peretelui tubului înaintază mai încet, iar cele din apropierea axei, mai repede, viteza maximă fiind atinsă de filamentele care se mișcă dealungul axei. Cercetări minuțioase au arătat că, în apropierea imediată a peretelui tubului, viteza

fluidului este nulă. Într-o secțiune longitudinală prin conductă, viteza fluidului variază după o parabolă. Caracterul liniar al deplasării firelor de fluid prin tub se menține neschimbat până la valori relativ mari ale vitezei. Mărind viteza în mod progresiv, se va observa că, la un moment dat, firele își schimbă deplasarea liniară. În masa fluidului se nasc curenți, care produc o deformare a paralelismului simetric al firelor de fluid. De fapt, paralelismul mișcării dispare complet, iar firele urmează traiectorii de curbe neregulate, frânte prin interferența firelor învecinate și întreaga masă a fluidului intră într-o stare de agitație. În faza aceasta, curgerea fluidului se numește *turbulentă*, spre deosebire de curgerea *laminară* sau *viscoasă* — descrisă mai înainte, în care filamentele de fluid se deplasează paralel cu axa tubului.

În curgerea turbulentă, componentele laterale ale mișcării produc o deformare a distribuției vitezei în secțiunea conductei, având drept rezultat o creștere a vitezei în apropierea peretelui și o micșorare a ei în centrul secțiunii. Parabola gradientului radial al vitezei, caracteristică curgerii laminare, se deformează în curgerea turbulentă, luând o formă mai umflată lateral și turtită în față. Curgerea în conductă își păstrează caracterul turbulent oricât ar crește viteza fluidului peste cea de tranziție de la curgerea laminară. Dacă însă viteza este micșorată progresiv, se va observa că, la o anumită valoare a ei, turbulența dispare și filamentele de fluid se vor deplasa din nou paralel între ele. S'a revenit astfel la curgerea laminară. Se va observa, mai departe, că viteza careia îi corespunde trecerea de la curgerea laminară la curgerea turbulentă are aceeași valoare ca și viteza corespunzătoare trecerii de la curgerea turbulentă la curgerea laminară. Cu alte cuvinte, există o valoare bine definită a vitezei de deplasare a unui anumit fluid printr'un tub dat, care caracterizează faza de tranziție de la curgerea laminară la curgerea turbulentă, și invers.

Într'un tub cilindric cu diametrul D , viteza locală w_x într'un punct la distanță x de axa tubului, este legată de viteza medie w , prin relațiile:

curgerea laminară :

$$w_x = 2w \left[1 - \left(\frac{2x}{D} \right)^2 \right]$$

curgerea turbulentă :

$$w_x = 1,19 w \left[1 - \left(\frac{2x}{D} \right)^{1,25} \right]^{1/7}$$

De aici rezultă că, în curgerea laminară, raportul dintre viteza medie w și viteza maximă obținută în centrul secțiunii conductei (w_x pentru $x=0$) este :

$$\frac{w}{w_{max}} = \frac{1}{2},$$

pe când în curgerea turbulentă :

$$\frac{w}{w_{max}} = \frac{1}{1,19}$$

De fapt, pentru curgerea turbulentă, această relație nu este valabilă decât pentru tuburi cu suprafața perfect netedă și pentru valori ale lui $Re = wD/\eta$ superioare lui 50 000 (v. curba din fig. 8). Expresia Re este numărul lui Reynold.

Legea de distribuție radială a vitezei în curent turbulent a fost dedusă pe cale teoretică de Prandtl — Karman — Nikuradze, care au găsit relația între viteza locală w_x și viteza maximă w_{max} :

$$\frac{w_{max} - w_x}{v^*} = \frac{1}{\beta} \left[\ln \left(1 - \sqrt{\frac{r}{r_0}} \right) + \sqrt{\frac{r}{r_0}} \right]. \quad (15)$$

În această relație, v^* este viteza tensiunii tangențiale, definită prin relația $v^* = \sqrt{\tau_0/\rho}$, iar β este o constantă a cărei valoare este $\beta = 0,435$.

Savantul sovietic G. A. Gurjienko a dedus o relație între viteza locală și viteza maximă diferită de cea de mai sus, și care reproduce întocmai rezultatele obținute experimental.

4. Formula fundamentală a frecării în curgerea fluidelor

În cele ce urmează se va considera fenomenul curgerii uniforme și continue a fluidelor prin conducte și se vor analiza variabilele care intervin în ecuația frecării. Frecarea depinde de suprafața de contact a fluidului cu pereții conductei, deci de diametrul și de lungimea ei; ea crește cu viteza fluidului și depinde, deasemenea, de viscozitatea lui. Temperatura și presiunea influențează frecarea, deși ele nu intervin în ecuație ca variabile independente, deoarece acționează asupra densității și a viscozității. Aplicând termenilor considerați mai sus tehnica analizei dimensionale, se obține relația:

$$f = \frac{w^2}{2g} \frac{L}{D} \varphi \left(\frac{wD\gamma}{\eta g} \right), \quad (16)$$

care exprimă dependența între frecarea f , în $\text{kgf} \cdot \text{m}/\text{kgf}$, viteza w a fluidului, în m/s , lungimea L , în m , diametrul D al conductei, în m , și $\varphi(wD\gamma/\eta g)$, o funcție a produsului nedimensional $Re = wD\gamma/\eta g$. În Re , D și w au aceeași semnificație ca mai sus, γ este greutatea specifică, în kgf/m^3 , și η este viscozitatea dinamică a fluidului, în $\text{kgf} \cdot \text{s}/\text{m}^2$.

Pierderea de presiune prin frecare ΔP , în kgf/m^2 , se obține din produsul:

$$\Delta P = f \cdot \gamma = \frac{L}{D} \frac{w^2}{2g} \gamma \varphi(Re) = \lambda \frac{L}{D} \frac{w^2}{2g} \gamma, \quad (17)$$

unde:

$$\lambda = \varphi(Re). \quad (17a)$$

Formula de mai sus Fanning-Weisbach, are o importanță fundamentală pentru calculul căderii de presiune, în curgerea fluidelor.

Din analiza dimensională rezultă deci, pentru ΔP , o expresie care conține o funcție λ de o singură variabilă: produsul nedimensional Re . Prin determinări experimentale s'a putut calcula valoarea lui λ din formula (17) și, deci, s'a putut reprezenta grafic variația lui λ în funcție de $wD\gamma/\eta g$. Curbele din fig. 8 reprezintă rezultatul unui număr mai mare decât 1 000 determinări cu diverse fluide, ale căror viscozități, viteze și densități au variat cu mai mult de 100 000%, iar diametrele conductelor au variat cu mai mult de 10 000%. Datele experimentale sunt cuprinse în curbe cu o eroare inferioară lui $\pm 10\%$.

Din fig. 8 se poate observa că curba principală $ABEF$ se compune din două părți distincte AB și EF , unite prin inflexiunea BE . Brațul AB corespunde

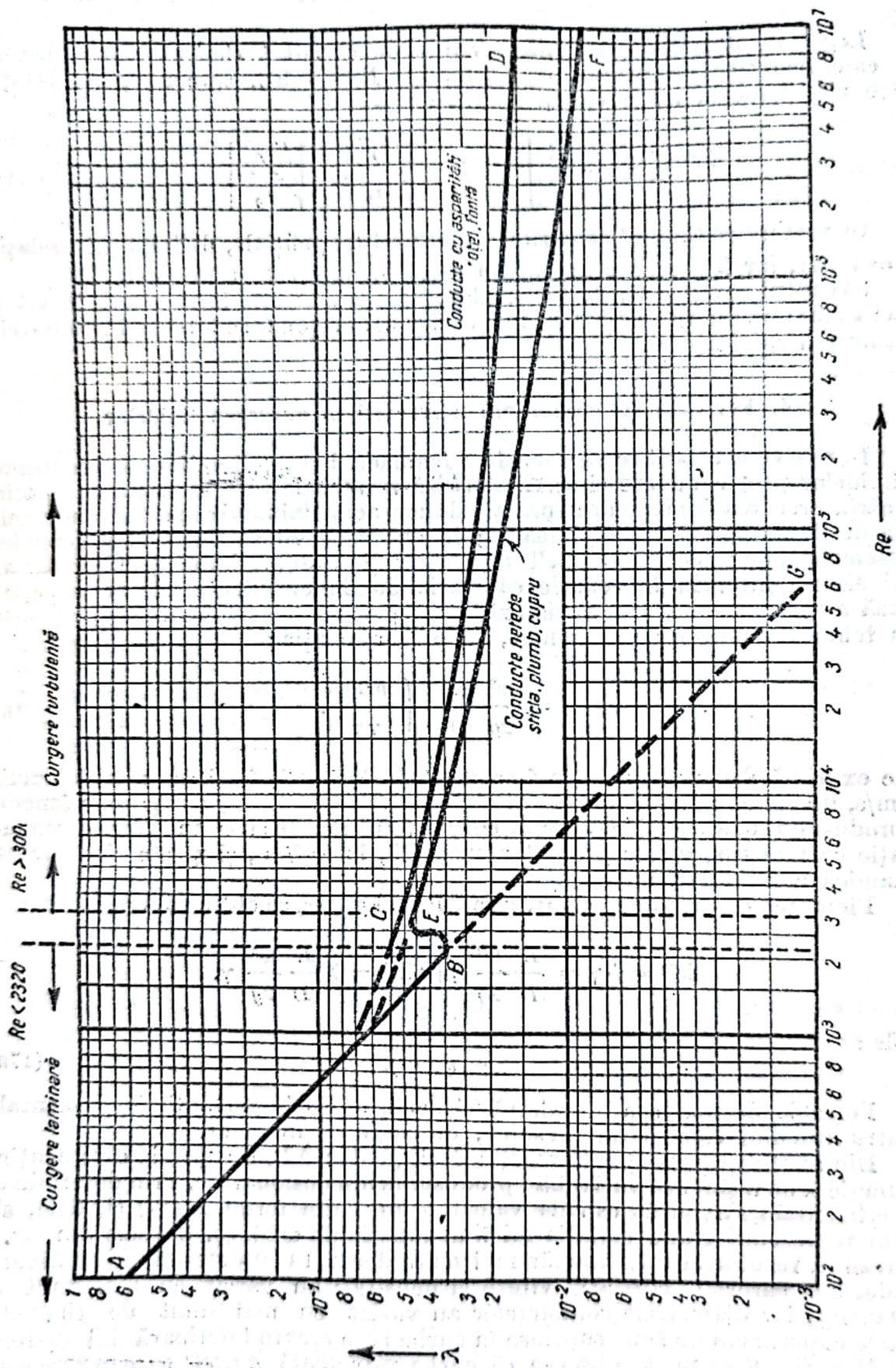


Fig. 8. Variația coeficientului de frecare f , în funcție de numărul lui Reynolds (Re).

curgerii laminare, iar EF , curgerii turbulente. BE reprezintă zona intermediară, de tranziție, între cele două tipuri de curgere.

Pierderea de presiune, în curgerea laminară a fluidelor prin conducte circulare, este exprimată de relația :

$$\Delta P = 32 \eta w \frac{L}{D^3}, \quad (18)$$

dedusă analitic de Poiseuille din calculul rezistenței la curgere într'un tub care prezintă o repartitie parabolică a vitezei — condiție specifică curgerii laminare.

În timp ce ecuația (17) are valabilitate generală, pe toată scara numerelor Re , ecuația (18) se aplică într'un domeniu restrâns al acestei scări și anume până la $Re = 2320$.

Rezultă de aici că, în zona laminară, pierderea de presiune se poate calcula cu una dintre cele două ecuații, (17) sau (18), și că există deci egalitate între valorile ΔP , care rezultă în fiecare caz. În modul acesta se poate calcula coeficientul de frecare λ corespunzător curgerii laminare :

$$\lambda \frac{L}{D} \frac{w^2}{2g} = 32 \eta w \frac{L}{D^3}$$

$$\lambda = 64 \frac{\eta g}{w D \gamma} = \frac{64}{Re}. \quad (19)$$

Legea lui Poiseuille a fost folosită pentru calculul viscozității fluidelor, prin măsurarea căderii de presiune în curgerea prin tuburi capilare bine calibrate. Ea constituie baza tuturor determinărilor de viscozitate a fluidelor. Deși această lege nu este, în general, necesară pentru aplicări practice, deoarece formula lui Fanning (17) este valabilă atât pentru curgerea laminară, cât și pentru cea turbulentă, o comparație între cele două formule este interesantă prin indicațiile cu caracter calitativ pe care le dă asupra mecanismului de disipație a energiei mecanice în cele două zone distincte ale curgerii. Se va observa că, în formula lui Poiseuille, căderea de presiune este proporțională cu viscozitatea, pe când în formula lui Fanning (17) viscozitatea nu intervine decât ca o variabilă independentă în Re , ceea ce sugerează explicația că, în curgerea laminară, rezistența de alunecare a fâșiilor de fluid între ele este un factor caracteristic al degradării energiei mecanice, pe când în curgerea turbulentă, ea are o importanță secundară. În întreaga regiune a curgerii laminare, frecare este proporțională cu viteză medie a fluidului, iar în curgerea turbulentă, cu pătratul ei. Semnificativă este, mai ales, apariția produsului γw^2 în formula lui Fanning (17), deoarece indică disipația energiei mecanice ca fiind, în curgerea turbulentă, de natură cinetică, adică datorită izbirii între ele a particulelor de fluid.

În practică este comod, uneori, să se exprime căderea de presiune în funcție de debitul volumetric (q' m³/s) sau în funcție de debitul gravimetric (G' kgf/s). Pentru aceasta, se calculează valoarea lui ΔP din formulele corespunzătoare curgerii laminare și turbulente (17) și (18) în funcție de unitățile de mai sus. Se obțin relațiile evidente :

$$w = \frac{4q'}{D^2\pi} \text{ și } w = \frac{4G'}{D^2\pi\gamma} \quad (\text{deoarece } G' = q'\gamma).$$

Substituind în formulele lui Poiseuille (16) și a lui Fanning (17) valorile de mai sus ale lui w , se obține :

α) în curgerea laminară pentru debitul volumetric :

$$\Delta P = 40,77 \eta \frac{L}{D^4} q' \quad (20)$$

pentru debitul gravimetric :

$$\Delta P = 40,77 \eta \frac{L}{D^4} \frac{G'}{\gamma} \quad (21)$$

β) în curgerea turbulentă pentru debitul volumetric

$$\Delta P = 0,0827 \lambda \frac{L}{D^5} q'^2 \quad (22)$$

unde λ se calculează, din curbele fig. 8, cu $Re = Dw\gamma/\eta g$ iar pentru debitul gravimetric

$$\Delta P = 0,0827 \lambda \frac{L}{D^5} \frac{G^2}{\gamma^2} \quad (23)$$

În curgerea laminară, pentru o cădere dată de presiune, debitul este proporțional cu pătratul secțiunii, sau cu D^4 , iar pentru un debit dat, căderea de presiune este invers proporțională cu pătratul secțiunii, sau cu D^4 . Căderea de presiune este direct proporțională cu puterea întâi a debitului și a viscozității, în curgerea printr-o conductă cu diametru dat. Ultima relație are o deosebită importanță în transportul lichidelor a căror viscozitate variază mult cu temperatura, cum este cazul produselor petroliere. Astfel, de exemplu, dacă se pompează un ulei greu, la o temperatură medie de 30 C, căderea de presiune este aproximativ de cinci ori mai mare decât în cazul în care pomparea s'ar face la 50 C.

În curgerea turbulentă (ecuația 22), pentru o cădere dată de presiune, debitul este aproximativ proporțional cu $D^{2.5}$, iar pentru un debit dat, căderea de presiune este invers proporțională cu D^5 . În acest caz, influența viscozității nu este atât de importantă ca în cazul curgerii laminare, deoarece nu intervine decât ca un factor la puterea, aproximativ, 0,16. Pentru curgerea printr-o conductă dată, căderea de presiune este proporțională cu aproximativ puterea a doua (1,84) a debitului.

În curba $ABEF$ (fig. 8) se va observa că, pentru $Re < 2\,320$, curgerea este totdeauna laminară, iar pentru $Re > 2\,320$, ea trece prin zona de tranziție în curgerea turbulentă. Trebuie menționat însă că, în general, poziția zonei de tranziție nu este atât de clară ca în curba $ABEF$. În adevăr, studiind curgerea unui anumit fluid printr-o conductă cu dimensiuni date, se observă că, prin creșterea progresivă a debitului, curgerea își poate păstra caracterul laminar până la valori ale lui Re mult mai mari decât 2 320 ; zona de tranziție nu urmează cursul curbei BE , ci poziția ei este deplasată spre dreapta curbei. În asemenea cazuri, zona de tranziție se deplasează peste B , spre G , iar trecerea prin curba EF se face mai brusc, pe o regiune mai restrânsă a valorii lui Re . Viteza corespunzătoare punctului de intersecție a curbei AB cu porțiunea extrapolată a curbei EF ($Re = 1\,050$), se numește „viteza critică”.

Curba EF a fost construită din date experimentale, obținute cu tuburi de sticlă, de cupru, de plumb și cu țevă metalică trasă, deci materiale cu suprafața netedă. Expresia analitică a curbei EF este dată destul de exact de relația :

$$\lambda = 0,0056 + 0,5 Re^{-0,32}$$

ale cărei devieri față de datele experimentale sunt de maximum 5%.

Dacă experiențele se fac cu tuburi confecționate din materiale a. căror suprafață interioară prezintă asperități, rezultatele nu mai pot fi corelate cu această curbă (EF). Pentru conducte de oțel și de fontă, coeficienții de frecare obținuți vor fi superiori celor corespunzători curbei EF pentru aceeași valoare a lui Re și se vor situa cu o eroare de $\pm 10\%$, pe curba CD din fig. 8, care poate fi exprimată, în mod satisfăcător, de relația :

$$\lambda = 0,014 + 1,056 Re^{-0,42} \quad (24)$$

Curba CD a fost obținută din cercetări făcute asupra curgerii aerului, aburului, apei și asupra diverselor produse petroliere lichide.

Curba CD (fig. 8) poate fi reprezentată pentru valori ale lui Re cuprinse între 4 000 și 20 000 000, și de relația :

$$\lambda = 0,16 (Re)^{-0,16} \quad (25)$$

În cazul conductelor care au asperitatea suprafeței interioare diferită de cea specificată drept caracteristică pentru curbele CD și EF , valoarea lui λ , calculată din CD se înmulțește cu următorii factori de rugozitate :

Materialul de construcție al conductei	Factor de rugozitate
Conductă de fontă veche	1,4
Conductă de oțel vechi	1,6
Conductă care conține în interior multă rugină sau depozite	2,5

În regiunea curgerii laminare, asperitățile conductei afectează într-o măsură mică frecarea, astfel încât curba AB rămâne reprezentativă pentru acest domeniu, practic independent de natura materialului conductei.

Exemple. 1. Printr-o conductă de oțel cu diametrul interior de 150 mm, urmează să fie transportate 40 t motorină pe oră, la distanța de 15 km. Punctul final al conductei este la o înălțime de 80 m în raport cu locul de unde se face pomparea. La temperatura medie de pompare, motorina are greutatea specifică $0,830 \text{ kgf/m}^3$ și viscozitatea absolută de 0,15 P. Să se calculeze căderea de presiune datorită frecării :

$$w = \frac{40}{0,83} \cdot \frac{1}{3600} \cdot \frac{4}{(0,15)^2 \cdot \pi} = 0,76 \text{ m/s}$$

$$Re = \frac{wD\gamma}{\eta g} = \frac{0,76 \cdot 0,15 \cdot 830}{0,15 \cdot 102 \cdot 10^{-4} \cdot 9,81} = 6300$$

Din diagrama reprezentată în fig. 8, $\lambda = 0,0368$

$$\Delta P = 0,0368 \cdot \frac{15000}{0,15} \cdot \frac{(0,76)^2}{2 \cdot 9,81} \cdot 830 = 90000 \text{ kgf/m}^2$$

Presiunea de refulare a pompei este egală cu suma căderilor de presiune datorite frecării și ridicării lichidului :

$$9 + \frac{80 \cdot 0,83}{10} = 15,6 \text{ kgf/cm}^2.$$

2. O cantitate de 200 000 m³/zi gaze de sondă cu greutatea specifică $\gamma = 0,967$ kgf/m³, trebuie transportată la distanța de 50 km. Pentru aceasta se dispune de compresoare care pot să desvolte o presiune maximă de 20 kgf/cm². Să se calculeze diametrul conductei, astfel încât să se obțină o presiune finală de 18 kgf/cm². La temperatura medie de transport de 9°C, gazele au o vîscozitate de 0,011 cP.

Problema se rezolvă principal, folosind ecuația (17) și curba CD din fig. 8. prin metoda aproximațiilor succesive.

Greutatea specifică a gazului, la 9°C, și presiunea medie de :

$$\left(\frac{18 + 20}{2} \right) = 19 \text{ kgf/cm}^2,$$

este

$$0,967 \cdot \frac{273}{273 + 9} \cdot \frac{19 + 1,03}{1,03} = 18,5 \text{ kgf/m}^3.$$

În aceleași condiții, volumul va fi :

$$\frac{200\,000 \cdot 0,967}{18,5} = 10\,450 \text{ m}^3/\text{zi}.$$

Conform ecuației (17),

$$\frac{\lambda w^2}{2D} = \frac{\Delta P g}{L \gamma} = \frac{20\,000 \cdot 9,81}{50\,000 \cdot 18,5} = 0,212,$$

$$Re = \frac{w D \gamma}{\eta g} = \frac{w D \cdot 18,5}{0,011 \cdot 102 \cdot 10^{-6} \cdot 9,81} = 1,68 \cdot 10^6 w D.$$

Fiecărei valori a diametrului D , îi corespunde o valoare pentru viteza w și deci un anumit Re . Pe curba CD se citește coeficientul de frecare λ , cu ajutorul căruia se determină valoarea raportului $\lambda w^2/2D$. Prin încercări succesive, se găsește valoarea D care satisface condiția $\lambda w^2/2D = 0,212$.

a) Se aproximează $D = 0,3$ m

$$w = \frac{10\,450}{24 \cdot 3\,600} \cdot \frac{4}{(0,3)^2 \cdot \pi} = 1,71 \text{ m/s};$$

$$Re = 1,68 \cdot 10^6 \cdot 1,71 \cdot 0,3 = 8,6 \cdot 10^5;$$

$$\lambda = 0,0176;$$

$$\frac{\lambda w^2}{2D} = \frac{0,0176 (1,71)^2}{2 \cdot 0,3} = 0,086 < 0,212.$$

Presiunea de refulare a pompei este egală cu suma căderilor de presiune datorite frecării și ridicării lichidului:

$$9 + \frac{80 \cdot 0,83}{10} = 15,6 \text{ kgf/cm}^2.$$

2. O cantitate de 200 000 m³/zi gaze de sondă cu greutatea specifică $\gamma = 0,967$ kgf/m³, trebuie transportată la distanța de 50 km. Pentru aceasta se dispune de compresoare care pot să desvolte o presiune maximă de 20 kgf/cm². Să se calculeze diametrul conductei, astfel încât să se obțină o presiune finală de 18 kgf/cm². La temperatura medie de transport de 9°C, gazele au o vîscozitate de 0,011 cP.

Problema se rezolvă principal, folosind ecuația (17) și curba CD din fig. 8. prin metoda aproximațiilor succesive.

Greutatea specifică a gazului, la 9°C, și presiunea medie de :

$$\left(\frac{18 + 20}{2} \right) = 19 \text{ kgf/cm}^2,$$

este

$$0,967 \cdot \frac{273}{273 + 9} \cdot \frac{19 + 1,03}{1,03} = 18,5 \text{ kgf/m}^3.$$

În aceleași condiții, volumul va fi :

$$\frac{200\,000 \cdot 0,967}{18,5} = 10\,450 \text{ m}^3/\text{zi}.$$

Conform ecuației (17),

$$\frac{\lambda w^2}{2D} = \frac{\Delta P g}{L \gamma} = \frac{20\,000 \cdot 9,81}{50\,000 \cdot 18,5} = 0,212,$$

$$Re = \frac{w D \gamma}{\eta g} = \frac{w D \cdot 18,5}{0,011 \cdot 102 \cdot 10^{-6} \cdot 9,81} = 1,68 \cdot 10^6 w D.$$

Fiecărei valori a diametrului D , îi corespunde o valoare pentru viteza w și deci un anumit Re . Pe curba CD se citește coeficientul de frecare λ , cu ajutorul căruia se determină valoarea raportului $\lambda w^2/2D$. Prin încercări succesive, se găsește valoarea D care satisface condiția $\lambda w^2/2D = 0,212$.

a) Se aproximează $D = 0,3$ m

$$w = \frac{10\,450}{24 \cdot 3\,600} \cdot \frac{4}{(0,3)^2 \cdot \pi} = 1,71 \text{ m/s};$$

$$Re = 1,68 \cdot 10^6 \cdot 1,71 \cdot 0,3 = 8,6 \cdot 10^5;$$

$$\lambda = 0,0176;$$

$$\frac{\lambda w^2}{2D} = \frac{0,0176 (1,71)^2}{2 \cdot 0,3} = 0,086 < 0,212.$$

$$b) D = 0,25 \text{ m}; w = 2,47 \text{ m/s}; Re = 1,04 \cdot 10^6; \lambda = 0,017;$$

$$\frac{\lambda w^2}{2D} = \frac{0,017 \cdot (2,47)^2}{2 \cdot 0,25} = 0,208.$$

5. Curgerea isotermă a fluidelor

În considerațiile asupra formulelor căderii de presiune prin conducte circulare și în aplicările lor pentru curgerea laminară și turbulentă, s'a făcut ipoteza implicită că fluidul nu-și modifică sensibil proprietățile fizice pe porțiunea considerată sau, mai explicit, că valoarea variabilelor (temperatură și presiune și, deci, viteza, greutatea specifică și viscozitatea) care definesc starea fluidelor, este practic aceeași pe toată lungimea conductei. Aceste condiții se realizează în curgerea isotermă și isobară.

Influența presiunii asupra proprietăților lichidelor fiind neglijabilă, formulele (17) și (18) se aplică la lichide fără modificări.

În cazul gazelor însă, pierderea de presiune ΔP în lungul unei conducte provoacă o micșorare treptată a greutății specifice și deci o mărire a vitezei liniare. Formula căderii de presiune se poate aplica numai pe o lungime diferențială a conductei. Frecarea pe lungimea elementului diferențial dL este, conform ecuațiilor (16) și (17 a) egală cu :

$$df = \lambda \frac{w^2}{2g} \frac{dL}{D}. \quad (26)$$

Diferențiind ecuația (11) și înlocuind pe df din ecuația (26), se obține :

$$dh + v dP + \frac{w dw}{g} = - \lambda \frac{w^2}{2g} \frac{dL}{D}. \quad (27)$$

Pentru conducte orizontale, $dh = 0$. Cu această condiție, integrând ecuația (27), se obține :

$$\Delta P = P_1 - P_2 = \frac{w^2 \gamma^2}{2g} \left(\frac{1}{\gamma_2} - \frac{1}{\gamma_1} \right) + \lambda \frac{L}{D} \frac{w^2}{2g} \gamma. \quad (28)$$

Notând $w\gamma = W' \text{ kgf/m}^2\text{s}$, rezultă :

$$\Delta P = \frac{W'^2}{2g} \left(\frac{1}{\gamma_2} - \frac{1}{\gamma_1} \right) + \frac{\lambda W'^2 L}{2g \gamma D}. \quad (29)$$

Termenii w și γ trebuie luați la temperatura și la presiunea medie între secțiunile considerate. Se va observa că, atunci când diferența de presiune, deci și greutatea specifică a gazului, scade astfel încât $1/\gamma_2 - 1/\gamma_1$ să tindă spre zero, ecuația (28) se reduce la formula lui Fanning (17). Termenul întâi al părții din dreapta a ecuației (28) exprimă căderea de presiune datorită variației energiei cinetice, iar termenul al doilea, pe aceea datorită frecării propriu zise.

În practică, pentru transportul gazelor în cazurile în care căderea de presiune nu depășește 10% din presiunea terminală, adică $P_1 - P_2 < 0,1 P_2$, formula lui Fanning se poate aplica fără a da erori superioare celor rezultate din imprecizia relației empirice dintre coeficientul de frecare λ și numărul lui Reynolds (fig. 8).

6. Curgerea neisotermă a fluidelor

În practica inginerescă se întâlnesc mai des următoarele două categorii de curgeri neisotermice ale fluidelor :

a) Între fluid și peretele conductei nu există decât o diferență mică de temperatură. Este cazul pompărilor prin conducte lungi, în care temperatura finală a fluidului nu interesează, sau cazul în care, pentru a evita schimburi de căldură cu exteriorul, se protejează conducta prin izolare termică.

b) Se urmărește o răcire sau o încălzire rapidă și eficace a fluidului pe o porțiune relativ scurtă a conductei. Acest caz se prezintă la curgerea prin schimbătoare de căldură, răcitoare, cupatoare tubulare, etc.

Evident, clasificarea incomplet definită și arbitrară de mai sus este pur ilustrativă.

Nu există o soluție generală, satisfăcătoare, pentru calculul căderii de presiune în curgerea neisotermă. De aceea se va expune mai jos numai mecanismul curgerii în tuburi încălzite și răcite și se vor indica formule care pot fi aplicate în cazuri practice particulare.

În fig. 9 este reprezentată curgerea unui fluid printr-o conductă verticală, în regim laminar. Se presupune că temperatura peretelui nu este constantă pe toată lungimea conductei și că se deosebesc trei zone de temperaturi diferite :

t_1 — temperatura peretelui, egală cu temperatura fluidului ;

t_2 — temperatura peretelui, mai mare decât temperatura fluidului ;

t_3 — temperatura peretelui, mai mică decât temperatura fluidului.

Mecanismul curgerii nu este același în cele trei cazuri. În prima zonă, curgerea este isotermă ; gradientul radial al vitezei are deci forma unei parabole (curba A).

În zonele 2 și 3, existența unui gradient radial de temperatură provoacă variația radială a viscozității și distribuția vitezelor pe diametru se modifică în consecință.

Deformările depinzând de variația viscozității cu temperatura, este natural să fie mai mari la lichide decât la gaze și, în orice caz, de sens opus.

În fig. 9 sunt redată curbele care reprezintă distribuția radială a vitezei în curgerea neisotermă a lichidelor.

În zona a doua, în care temperatura este maximă la nivelul peretelui și scade către centrul tubului, vitezele periferice vor fi mai mari decât în curgerea isotermă, iar vitezele centrale, mai mici ; curba B reprezintă această deformare.

În zona a treia, gradientul radial de temperatură având maximum în centrul conductei, curba de distribuție a vitezei se deformează conform curbei C.

De altă parte, diferențele de densitate în secțiunea tubului generează curenți de convecție, care, în tuburile orizontale, pe lângă efectele de mai sus, tind să producă o componentă verticală a vitezei. În curgerea laminară a gazelor, în urma faptului că viscozitatea lor crește cu temperatura, curba C reprezintă cazul în care temperatura peretelui este superioară celeia a gazului, iar curba B, variația radială a vitezei când peretele conductei este mai rece decât gazul. Pentru același debit și pentru aceeași diferență de temperatură între perete și fluid, deformarea curbei A în B sau în C nu va fi atât de mare la gaze, fiindcă ele prezintă o variație mai mică a viscozității cu temperatura.

În clasificarea a de mai sus, în care diferența de temperatură dintre peretele conductei și fluid nu este mare, căderea de presiune se calculează satisfăcător



Fig. 9.
Deformarea
gradientului
radial al vi-
tezei, cu tem-
peratura.

cu formula lui Fanning. În adevăr, în cazul lichidelor, variațiile moderate, ale temperaturii nu influențează apreciabil densitatea, iar coeficientul de frecare λ , în regiunea turbulentă complet dezvoltată (fig. 8), nu este prea mult afectat de variațiile lui Re . În acest domeniu, unei erori de $\pm 100\%$ în aprecierea viscozității, îi corespunde o eroare de aproximativ $\pm 5\%$ pentru λ . La gaze, densitatea prezintă variații mai mari cu temperatura decât la lichide; în schimb, viscozitatea prezintă variații mult mai mici. În orice caz, pentru a micșora pe cât posibil erorile, va fi necesar ca, în formula lui Fanning, valorile lui γ , w și η să fie luate pentru condițiile caracteristice de regim, adică la temperatura și la presiunea medie (aritmetică) între secțiunea inițială și finală a curgerii.

Dacă variabilele care definesc starea gazului nu provoacă o variație a densității mai mare decât 50% în transportul dintre două secțiuni orizontale, ale unei conducte, ecuația (26) permite calculul căderii de presiune, cu rezultate satisfăcătoare.

În cazul curgerii hidrocarburilor lichide (produse petroliere) prin conducte orizontale, supuse la răcire sau la încălzire din exterior (clasificarea b de mai sus), se recomandă următoarea metodă de calcul al căderii de presiune: se calculează valoarea lui Re , la temperatura medie a lichidului; în cazul când $Re < 2\,320$ se recalculează Re la temperatura de:

$$t_x = t + 0,25(t_p - t),$$

unde:

t este temperatura medie a lichidului;

t_p — temperatura peretelui conductei

și se obține λ după relația:

$$\lambda = \frac{70,4}{Re};$$

această valoare a lui λ se introduce în formula lui Fanning aplicată pentru t_x ; dacă $Re > 2\,500$ la temperatura medie a lichidului, se recalculează valoarea lui la temperatura:

$$t_x = 0,5(t + t_p),$$

unde t și t_p au aceeași semnificație ca mai sus; cu această valoare se obține λ , (din fig. 8), care se introduce în formula lui Fanning aplicată pentru t_x .

Procedeu descris mai sus se poate aplica la calculul căderii de presiune în curgerea neisotermă a oricărui fluid, în lipsa unor relații specifice mai corecte.

7. Căderea de presiune la curgerea fluidelor prin curbe, coturi, ventile, etc

Mecanismul curgerii fluidelor prin curbe și ventile este complex și tratarea teoretică a căderii de presiune prin ele este dificilă. La curbe, pierderea de presiune este influențată de raportul dintre diametrul curbei (D_c) și diametrul conductei (D) și crește cu unghiul suplimentar celui format de tangentele la capetele curbei. Frecarea este minimă pentru un unghi de curbură dat, când raportul $D_c/D \geq 5$. Trebuie menționat faptul că, în curbe, caracterul laminar al curgerii se păstrează până la valori ale lui Re mult superioare lui $2\,320$, care, pentru conducte drepte, caracterizează, în general, tranziția la curgerea turbulentă (fig. 8). La curbe cu $D_c/D = 50$, trecerea în regiunea turbulentă se produce la $Re > 6\,020$, iar la cele cu $D_c/D = 15$, la $Re > 7\,600$. Curgerea

cu caracter turbulent în porțiunea dreaptă a unei conducte se va putea transforma deci în curgere laminară, la trecerea prin curbă, pentru ca să revină apoi la forma turbulentă inițială, în segmentul drept al conductei.

Pierdere de presiune, în curgerea prin ventile, depinde de forma acestora și de deschiderea relativă.

În practică, este comod să se exprime căderea de presiune prin lungimea echivalentă L_e a unei țevi drepte, exprimată în diametri ai conductei, care produce aceeași pierdere de energie mecanică, prin frecare, ca și curba sau ventilul respectiv. Când se spune că lungimea echivalentă a unui ventil de 100 mm este de $40D$, se înțelege că ventilul introdus pe o conductă cu diametrul de 100 mm produce aceeași cădere de presiune ca o conductă dreaptă cu $D = 0,10$ m și cu lungimea de $40 \cdot 0,10 = 4,0$ m. În tabela 2 sunt date lungimea echivalentă a unor curbe, a unor ventile și a unor măsurătoare de debit :

Tabela 2

Căderea de presiune datorită frecării în curgerea turbulentă prin curbe, tenri, ventile și aparate măsurătoare de debit

	L_e/D		L_e/D
Coturi de 90° , $3/8 - 2\frac{1}{2}''$	30	Întoarcere de 180° format hidro-	
Coturi de 90° , $3 - 6''$	40	dinamic	50
Coturi de 45° , $1 - 3''$	15-20	Ventile cu scaun,	
Curbe de 90° ,		complect deschise, $1 - 2\frac{1}{2}''$	45
cu raza curbei (care trece prin		complect deschise, $3 - 6''$	60
axa conductei) egală cu dia-		complect deschise, $8 - 10'$	75
metrul conductei	20	Flanșe	Pierdere de presiune este practic egală cu a unei conducte drepte cu aceeași lungime și cu același diametru
cu raza curbei (care trece prin		Mufe	
axa conductei) egală cu 2-8		Racord	
ori diametrul conductei	10	olandez	
Cot drept (intersecția a doi ci-		Măsurătoare de debit pentru apă :	
lindri)	80	cu disc excentric rotativ	135-400
Teu folosit drept cot, $1 - 4''$	60-90	cu piston	600
Întoarcere de $180^\circ = 2L_e/D$		cu roți și palete	200-300
pentru cot de 90°	75		

Pentru ventile, datele de mai sus diferă mult cu forma constructivă interioară și cu deschiderea. Astfel, chiar pentru ventile cu scaun, complect deschise, pot exista lungimi echivalente superioare lui $400D$. Pentru vane de 4 țoli sunt următoarele lungimi echivalente :

	L_e/D ($D = 4''$)
Ventile „cu pană“, complect deschise	7-10
Ventile „cu pană“, $3/4$ deschise	40-50
Ventile „cu pană“, $1/2$ deschise	200-300
Ventile „cu pană“, $1/4$ deschise	800-1 000

În cazul curgerii laminare, lipsesc relații simple și generale pentru corelarea căderii de presiune. Pentru coturile normale de 90° , la valori ale lui Re cuprinse între 100 și 1 000, se poate lua, aproximativ, $L_e/D = Re/25$, iar pentru Re mai mic decât 10, $L_e/D = 2,5$.

Pentru obținerea lungimii echivalente a serpentinelor, acestea pot fi considerate că au, fiecare, spirele construite din câte patru curbe de 90° .

La calculul căderii de presiune printr-o conductă pe traseul căreia sunt ventile, curbe, teuri, etc., se va calcula, în parte, și apoi se va însuma, lungimea echivalentă a fiecărui ventil, a fiecărei curbe, etc., iar valoarea obținută se

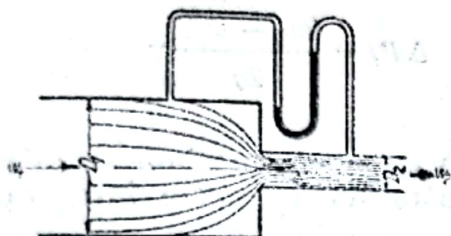


Fig. 10. Reducerea bruscă a secțiunii de curgere.

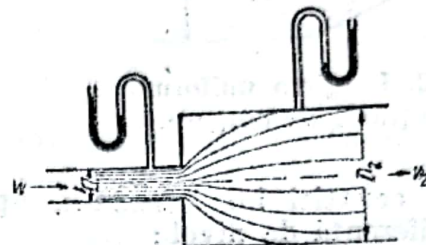


Fig. 11. Lărgirea bruscă a secțiunii de curgere.

va adăuga la lungimea porțiunii drepte a conductei; lungimea „fictivă” astfel obținută se va introduce pentru L în formula lui Fanning (sau în altă ecuație a căderii de presiune recomandată mai sus).

Fenomenul curgerii continue printr-o *reducție bruscă a secțiunii* (fig. 10) este analog aceluia care are loc la intrarea într-un orificiu.

Pierderea de energie prin frecare este exprimată prin relația:

$$f_c = K \frac{w_2^2}{2g}, \quad (30)$$

unde K este fracțiunea de energie cinetică (la secțiunea strangulată) pierdută în urma trecerii prin reducere. K depinde de raportul dintre secțiunea redusă (A_2) și cea inițială (A_1); pentru curgerea turbulentă, poate fi exprimat, aproximativ, de relația:

$$K = \frac{1,5(1-r)}{3-r};$$

unde

$$r = \frac{A_2}{A_1} = \frac{D_2^2}{D_1^2}. \quad (31)$$

Pentru calculul căderii totale de presiune se va înlocui valoarea lui f_c din ecuația (30), în formula lui Bernoulli (11) și se va considera $h_1 = h_2$, adică se va neglija diferența de nivel.

Se va obține:

$$\Delta P = P_1 - P_2 = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} \gamma + K \frac{w_2^2}{2g} \gamma, \quad (32)$$

unde γ este greutatea specifică medie a fluidului între cele două secțiuni, iar $P_1 - P_2$ este căderea totală de presiune, măsurabilă prin diferența indicată de două manometre așezate înaintea și în urma reducerei. Forma de mai sus a ecuației lui Bernoulli este folosită în practică pentru calculul căderii de presiune la trecerea prin reducere, în curgerea turbulentă a lichidelor și a gazelor. Pentru gaze însă, folosirea ei este limitată la domeniul presiunilor moderate.

Lărgirea bruscă a secțiunii de curgere a fluidelor poate fi comparată, în ce privește mecanismul curgerii, cu ieșirea dintr-un orificiu (fig. 11).

Pierderea de presiune se datorește nu atât frecării de peretele conductei, cât izbirii particulelor rapide care părăsesc secțiunea redusă, de masa înecată a fluidului în secțiunea lărgită. Pierderea de presiune prin frecare este exprimată de relația :

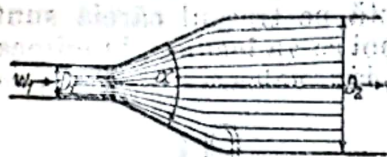


Fig. 12. Lărgirea uniformă a secțiunii de curgere.

$$\Delta P_f = \frac{(w_1 - w_2)^2}{2g} \gamma. \quad (33)$$

Pierderea totală de presiune se calculează pe baza ecuației lui Bernoulli, aplicată între două puncte între care nu există diferență de nivel :

$$\Delta P_t = P_1 - P_2 = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} \gamma + \frac{(w_1 - w_2)^2}{2g} \gamma$$

$$\Delta P_t = \frac{\gamma}{2g} 2 w_2 (w_2 - w_1) = \frac{\gamma w_2}{2g} (w_2 - w_1). \quad (34)$$

Formulele (32) și (33) nu sunt aplicabile în mod riguros decât zonei de turbulență complet dezvoltată, unde factorul frecării este practic independent de valoarea lui Re .

În cazul lărgirilor uniforme, pentru conductele circulare cu lărgirea conică (fig. 12), în care se găsește apă în curgere turbulentă, frecarea este exprimată de :

$$\Delta P_f = 3,5 (\operatorname{tg} \alpha/2) \frac{(w_1 - w_2)^2}{2g}, \quad (35)$$

pentru α cuprins între $7,5^\circ$ și 35° . Pierderea de energie prin frecare crește repede pentru valori ale unghiului de divergență mai mari decât 10° , iar pentru $\alpha > 30 - 40^\circ$, ea poate deveni mult superioară valorii obținute printr-o lărgire bruscă.

8. Curgerea fluidelor prin conducte cu secțiuni necirculare

Considerațiile și formulele de mai sus, se referă la conductele cu secțiunea circulară. Deși acestea se întrebuințează aproape exclusiv în industria chimică, se pune totuși, uneori, problema transportului de fluide prin conducte necirculare, sau prin spațiul inelar cuprins între două conducte circulare coaxiale.

Relația fundamentală a căderii de presiune datorite frecării, exprimată prin formula lui Fanning (17), și relațiile experimentale între Re și λ se pot aplica cu oarecare aproximație curgerii fluidelor prin conducte, independent de forma secțiunii, cu condiția ca aceasta să fie uniformă și să se poată calcula valoarea razei hidraulice r_h , respectiv a diametrului echivalent D_e . Valoarea razei hidraulice se exprimă, pentru orice secțiune de curgere, umplută parțial sau complet cu lichid, prin raportul dintre secțiunea curentului de fluid și perimetrul udat de el. Pentru o conductă circulară plină, raza hidraulică este :

$$r_h = \frac{\pi D^2}{4\pi D} = \frac{D}{4}$$

În mod analog, pentru o conductă de formă circulară, plină pe jumătate, $r_h = D/4$, iar raza hidraulică a unei secțiuni inelare cuprinse între două conducte cu diametrul D și d va fi:

$$r_h = \frac{\frac{\pi}{4} D^2 - \frac{\pi}{4} d^2}{\pi D + \pi d} = \frac{1}{4} \frac{D^2 - d^2}{D + d} = \frac{1}{4} (D - d).$$

Diametrul echivalent este de patru ori raza hidraulică: $D_e = 4r_h$. Deci pentru o conductă cu secțiunea circulară $D_e = D$, iar pentru o secțiune inelară, $D_e = D - d$.

În curgerea turbulentă, ecuația căderii de presiune prin conducte de orice secțiune, ia forma:

$$\Delta P = \lambda \frac{L}{4r_h} \frac{w^2}{2g} \gamma, \quad (36)$$

iar numărul lui Reynolds

$$Re = \frac{4r_h w \gamma}{\eta g} \quad (37)$$

Deși relațiile dintre Re și λ (curbele din fig. 8) nu sunt aplicabile în mod corect decât curgerii prin secțiuni circulare, în lipsa altor corelații mai exacte pot fi folosite în primă aproximație, pentru orice secțiune, în zona curgerii turbulente.

Ecuatia generală a curgerii laminare prin spațiul inelar a două conducte circulare coaxiale, cu diametri D și d , este:

$$\Delta P = \frac{32w\eta}{g \left[D^2 + d^2 - \frac{D^2 - d^2}{\ln \left(\frac{D}{d} \right)} \right]}. \quad (38)$$

Pentru $d = 0$, formula de mai sus se transformă în legea lui Poiseuille.

9. Curgerea prin canale

Curgerea prin canale se caracterizează prin faptul că secțiunea nu este complet plină cu lichid, iar debitarea este determinată de pantă (i — raportul dintre diferența de nivel h și lungimea L). Exprimând căderea de presiune prin înălțimea coloanei hidrostatice a lichidului, corespunzătoare diferenței de nivel, se obține $\Delta P = h\gamma$, care, înlocuită în ecuația (36), pentru o pantă uniformă a canalului, dă:

$$h\gamma = \lambda \frac{Lw^2}{4r_h 2g} \gamma,$$

sau, punând $i = h/L$, și rezolvând în raport cu w , se obține:

$$w = 2 \sqrt{\frac{2g}{\lambda}} \sqrt{ir_h}.$$

Evident, $\sqrt{2g/\lambda}$ depinde numai de coeficientul de frecare λ .
Notând $2\sqrt{2g/\lambda}$ cu C , se obține :

$$w = C\sqrt{ir_h} \quad (39)$$

Viteza în canale se calculează, deci, în funcție de raza hidraulică r_h , înclinația i și coeficientul C .

În timp ce raza hidraulică și înclinația sunt mărimi geometrice determinate de forma canalului, coeficientul C depinde de felul curgerii și de asperitățile peretelui. Există material experimental, foarte bogat, pentru calculul acestui coeficient.

A. A. Sabaneev a propus o formulă universală, care corelează coeficientul C cu mărimile fizice care caracterizează curgerea : în cazul curgerii laminare, valoarea coeficientului depinde numai de numărul lui Reynolds $C = f(Re)$. În zona turbulentă, influența rugozității peretelui este determinantă pentru coeficientul C . În acest caz, C este o funcție de raportul e/r_h , unde e reprezintă înălțimea medie a asperităților și r_h , raza hidraulică.

N. N. Pavlovski a dat o formulă generală pentru calculul coeficientului C în regim turbulent, în funcție de rugozitatea peretelui n și de raza hidraulică r_h :

$$C = \frac{1}{n} r_h^y \quad (40)$$

Valoarea exponentului y este dată de relația :

$$y = 2,5 \sqrt{n} - 0,13 - 0,75 \sqrt{r_h} (\sqrt{n} - 0,1) \quad (40a)$$

Pentru

$$\begin{aligned} r_h < 1 & \text{ se obține } y \approx 1,5 \sqrt{n} \\ r_h > 1 & \text{ se obține } y \approx 1,3 \sqrt{n} \end{aligned}$$

O formulă folosită adeseori în practică este formula lui Bazin :

$$C = \frac{87}{1 + \frac{n}{\sqrt{r_h}}} \quad (41)$$

unde n și r_h au aceleași semnificații ca mai sus.

În proiectele pentru canale construite din ciment, bazalt sau cărămidă bine nivelată, se ia $n = 0,16$.

Prezentarea amănunțită a formulelor care dau valoarea coeficientului C și tabelele pentru mărimile care intervin în aceste formule se găsesc în lucrarea lui C. A. Mihailov și A. I. Bogomolov : Hidraulică, hidrologie și hidrometrie, Dorizdat, 1950.

Pentru a evita depunerea pe fundul canalelor, a suspensiilor mai fine din apă, viteza de curgere se va menține peste 0,25 m/s. Pentru evitarea depunerii nisipului în suspensie, viteza medie trebuie să depășească 0,5 m/s.

Canalele industriale se proiectează de obicei pentru viteza medie de 0,5–1,5 m/s. În cazul în care lichidul conține și produse mai viscoase (industria petrolului), se consideră, de preferință, 1,0–1,5 m/s. În felul acesta se dispune, în

plus, de un factor de siguranță pentru descărcările accidentale care ar depăși mult valorile normale. În general, panta se calculează pentru canalele principale, colectoare. Pentru canalele afluențe se vor întrebuița pante cu aproximativ 50% superioare acelor rezultate prin aplicarea formulei (39). Pentru canalele principale se recomandă să se depășească valorile din tabela 3.

Tabela 3

Pantele canalelor industriale

Diametrul canalului D m	Panta minimă i	Pentru viteza w m/s
0,10	0,0400	1,20
0,15	0,0180	1,10
0,25	0,0080	1,05
0,38	0,0034	0,90
0,50	0,0020	0,90
0,75	0,0014	0,90

Exemplu: O instalație industrială evacuează în medie 360 m³/h apă reziduală, care trebuie condusă înafara zonei fabricii. Să se calculeze diametrul și panta unui canal principal, construit din tuburi cilindrice de bazalt, prin care să se evacueze cantitatea de lichid de mai sus.

Se va presupune că, în funcționare normală, canalul va fi plin pe jumătate și, pentru a asigura un serviciu satisfăcător, fără dificultăți din cauza sedimentării și a debitelor ocazionale care depășesc valoarea normală, se va proiecta curgerea pentru viteza medie de 1,2 m/s.

Diametrul tuburilor de bazalt va fi de:

$$1,2 \frac{\pi D^2}{4 \cdot 2} = \frac{360}{3600},$$

de unde $D = 0,45$ m. Uneori este posibil să nu se găsească tuburi cu acest diametru; deaceia se va alege diametrul imediat superior:

$$D = 0,50 \text{ și } r_h = \frac{D}{4} = 0,125.$$

Folosind formula (41), în care se introduce $n = 0,16$ și valorile de mai sus ale lui w și r_h , se obține:

$$1,2 = \frac{87 \sqrt{0,125 i}}{1 + 0,16 / \sqrt{0,125}},$$

de unde panta $i = 0,0032$, care corespunde cu datele din tabela de mai sus.

10. Curgerea prin medii poroase

Curgerea fluidelor prin medii granulate se întâlnește în industria chimică în unele coloane de fracționare, în coloane de absorbție, în straturi filtrante și în mase catalitice de contact.

Proprietățile mediilor poroase pot fi definite prin două caracteristici: una statică, porozitatea, și cealaltă, dinamică, permeabilitatea.

Porozitatea totală este o măsură a volumului golurilor și se definește ca procentul din volumul aparent (goluri plus particule solide) ocupat de pori (goluri). Spre deosebire de aceasta, porozitatea efectivă cuprinde numai golurile libere pentru curgerea fluidului, deci nu și golurile infundate. Metodele

de calcul al porozității se bazează pe determinarea volumului sau a densității probei și a granulelor. Relația dintre aceste mărimi este dată de formula :

$$P_0 = \frac{V_1 - V_2}{V_1} \cdot 100 = \frac{\gamma_2 - \gamma_1}{\gamma_2} \cdot 100,$$

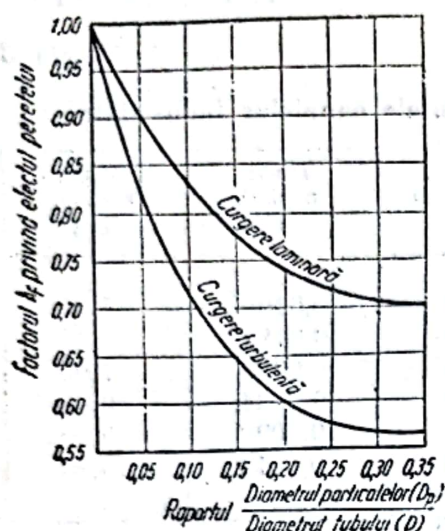


Fig. 13. Factorul A_1 din ecuația (30).

unde indicele 1 se referă la proba medie (volum, respectiv greutate specifică în grămadă), iar indicele 2 se referă la granulele propriu zise. Porozitatea efectivă se determină măsurând volumul de aer sau de alt gaz eliberat de o probă de masă poroasă.

Permeabilitatea indică ușurința cu care fluidele străbat mediul poros sub influența unei diferențe de presiune, și poate fi definită prin volumul de fluid cu viscozitatea 1, care străbate unitatea de secțiune a mediului poros în unitatea de timp, sub acțiunea unității gradientului de presiune ($P_e = w\eta gL/\Delta P$). Unitatea de permeabilitate se numește darcy. Ca și porozitatea, permeabilitatea este o constantă determinată numai de structura mediului poros, fiind independentă de natura fluidului.

Deși permeabilitatea poate constitui o măsură a rezistenței la curgere opusă de mediile poroase, determinarea ei fiind dificilă, s'a încercat să se exprime căderea de presiune în funcție de diametrul mediu al granulelor.

Datele experimentale asupra căderii de presiune prin straturi de granule solide (ca mase catalitice), în tuburi, pot fi corelate prin următoarea formă modificată a ecuației (17) :

$$\Delta P = \lambda A_1 \frac{L}{D_p} \frac{w_t^2}{2g} \gamma, \quad (42)$$

în care w_t este viteza liniară medie a gazului, prin tubul care conține straturile de solide, calculată pentru tubul gol; D_p este diametrul mediu al particulelor, iar L este grosimea stratului în tub. Coeficientul de frecare λ este exprimat în funcție de numărul modificat al lui Reynolds

$$Re = \frac{D_p w_t \gamma}{\eta g},$$

prin următoarele relații :

curgerea turbulentă :

$$\lambda = 152 (Re)^{-0.15} \quad (43)$$

curgerea laminară :

$$\lambda = 3400 (Re)^{-1.0} \quad (44)$$

Tranziția între curgerea laminară și cea turbulentă are loc pentru valori ale lui Re cuprinse între 40 și 80.

A_1 este un factor de corecție pentru efectul peretelui, a cărui valoare este dată de curbele experimentale din fig. 13, în funcție de raportul dintre diametrul mediu al particulelor și diametrul tubului gol.

Deși curbele au fost trasate după date experimentale asupra mediilor cu porozitatea de 50%, ele pot fi aplicate, fără a introduce erori apreciable, și pentru porozități mult diferite de acestea.

Căderea de presiune prin straturi de solide goale în interior (inele Raschig) este mai mică decât cea calculată conform ecuației (42). Aceasta se datorește, probabil, faptului că, în primul caz, există o viteză reală mai mică, datorită secțiunii libere mai mari oferite curgerii fluidului. Căderea de presiune se calculează conform ecuației (42), cu $A_1 = 1$, iar valoarea obținută se înmulțește cu factorii din tabela 4.

Factorii pentru calcularea căderii de presiune

Tabela 4

Materialul	Diametrul × lungimea × grosimea peretelui, mm	D_p m	Factori pentru curgerea	
			turbulentă	laminară
Inele Raschig	25,4 · 25,4 · 3,55	0,025	0,28	0,5
Inele de sticlă	12,5 · 11,4 · 0,75	0,012	0,44	0,6
Inele de sticlă	5,9 · 5,6 · 0,75	0,006	0,84	0,9
Prisme triunghiulare	44 · 5,1 · 5,1	0,044	0,20	0,4
Spirale de sârmă	25,4 · 25,4	0,025	0,12	0,3

Prezența lichidelor în contact cu particulele de solid din tuburi sau din coloane, contribuie foarte mult la mărirea căderii de presiune a gazului care le străbate. Rezistența opusă curgerii crește cu micșorarea diametrului granulelor îmbibate cu lichid. Datele existente nu sunt suficiente ca să permită corelări precise. Creșterea procentuală a căderii de presiune datorită prezenței unui lichid care îmbibă granulele solide este aproximativ cu $0,55/D_p$ superioară aceleia obținute aplicând ecuația (42). În cazul când lichidul este circulat continuu prin tubul umplut cu particulele solide, într'un sens contrar curentului de gaz, creșterea relativă a presiunii față de ΔP din ecuația (42) este, aproximativ, $1,2/D_p$.

Exemplu. Printr'o cameră cilindrică de reacție cu diametrul de 1 m umplută pe o lungime de 7 m cu catalizator granulat, cu diametrul mediu de 0,5 cm, se trec pe oră 14 400 kg motorină sub formă de vapori. Reacția produce o rupere a moleculelor hidrocarburilor care constituie motorina, în produse cu greutatea moleculară medie de 180.

Știind că temperatura camerei de reacție este de 450 °C, greutatea moleculară a motorinei este 220, iar presiunea absolută la intrarea în cameră este de 4 kgf/cm², să se calculeze căderea de presiune.

Se va presupune că greutatea moleculară medie a gazelor, în trecere prin camera de reacție, este de :

$$\left(\frac{180 + 220}{2} \right) = 200,$$

iar căderea de presiune este de 15 % față de presiunea dela intrarea în cameră, adică 3,4 kgf/cm² la ieșirea din cameră. Debitul volumetric de gaz, în condițiile de regim, va fi :

$$q_v = \frac{14\,400}{3\,600 \cdot 200} \cdot 22,4 \cdot \frac{1}{3,7} \cdot \frac{723}{273} = 0,321 \text{ m}^3/\text{s}.$$

Viteza prin camera considerată goală :

$$w_t = \frac{0,321}{(0,5)^2 \cdot 3,14} = 0,408 \text{ m/s,}$$

iar

$$\gamma = \frac{14\,400}{3\,600} : 0,321 = 12,46 \text{ kgf/m}^3.$$

Pentru viscozitatea de 0,007 cP :

$$Re = \frac{D_p w_t \gamma}{\eta g} = \frac{5 \cdot 10^{-3} \cdot 4,08 \cdot 10^{-1} \cdot 12,46}{7 \cdot 10^{-3} \cdot 1,02 \cdot 10^{-4} \cdot 9,81} = 3\,640,$$

deci curgerea va fi turbulentă.

Pentru calculul căderii de presiune se va aplica formula (42).

Conform curbei din fig. 13, $A_f = 0,98$, iar după ecuația (43), $\lambda = 152 (3\,640)^{-0.15} = 44,52$ și

$$\Delta P = \lambda \frac{L}{D} \frac{w^2}{2g} \gamma = 44,52 \frac{7}{5 \cdot 10^{-3}} \frac{(0,408)^2}{2g} 12,46$$

$$\Delta P = 6\,470 \text{ kgf/m}^2,$$

adică 0,65 kgf/cm² față de $4,0 \times 0,15 = 0,60 \text{ kgf/cm}^2$, cât s'a presupus pentru calculul volumului, ceea ce este acceptabil. Dacă diferența ar fi fost mai mare, ar fi trebuit să se presupună o altă cădere de presiune (decît 15 %) și să se efectueze calculul de mai sus pînă cînd, prin încercări succesive, s'ar fi obținut o diferență destul de mică între căderea de presiune prezumată și cea rezultată din calcul.

Pentru un studiu mai complet asupra curgerii fluidelor prin medii poroase în general și prin pămînt în particular, se vor consulta lucrările oamenilor de știință sovietici N. E. Julovschi, N. N. Pavlovski, L. S. Leibenson, etc. (D. C. Vileher : Manual de laborator de hidraulică).

MANOMETRE

În fenomenele de curgere a fluidelor, presiunea este variabila cea mai importantă și cea mai caracteristică. Interpretarea măsurării ei în masa unui fluid în mișcare nu poate fi făcută însă fără o cunoaștere a condițiilor curgerii și a poziției și orientării relative a deschiderii manometrului.

Dintre diferitele posibilități de măsură a presiunii, unele rezultă chiar din definiția ei. Astfel, presiunea poate fi măsurată prin înălțimea unei coloane de lichid, sau prin greutatea cu care trebuie să se încarce un piston, cu secțiunea cunoscută, pentru a se echilibra presiunea necunoscută pe cealaltă față a pistonului.

Afară de aceste metode fundamentale se pot folosi și metode indirecte, bazate pe cunoașterea unei relații exacte între variația presiunii și aceea a unei proprietăți fizice, ușor și exact măsurabile. Astfel, pentru măsurarea presiunilor se pot folosi proprietățile elastice ale arcurilor, tuburilor și membranelor; deasemenea, se pot folosi proprietățile piezoelectrice ale cristalelor, proprietățile elastice ale gazelor, fenomenele de ionizare ale gazelor, etc. În cele ce urmează vor fi descrise pe scurt câteva dintre aparatele comune.

Înălțimea unei coloane de lichid care se ridică într'un tub vertical deschis este o măsură a presiunii exercitate la celălalt capăt, liber, al tubului. În fig. 14, este reprezentat un astfel de manometru, în formă de U. Acest aparat măsoară diferența dintre presiunea din recipientul R și presiunea atmosferică; diferența dintre greutatea coloanelor care au înălțimea de h' și h_f metri, este o măsură a excesului presiunii din vas față de presiunea barometrică. Dacă se notează cu γ_f greutatea specifică a lichidului din R , cu γ' greutatea specifică a lichidului din brațul drept al manometrului, ambele în kgf/m^3 , și cu A secțiunea uniformă a tubului manometric, în m^2 , se obține pentru P , presiunea din vas, în kgf/m^2 , valoarea :

$$P = \frac{h'\gamma' A - \gamma_f h_f A}{A} = h'\gamma' - h_f \gamma_f.$$

În cazul măsurării presiunii gazelor, γ_f este neglijabil față de γ' , și ecuația se simplifică astfel :

$$P = h'\gamma'.$$

Tubul în formă de U din fig. 15 măsoară presiunea diferențială din brațele 1 și 2 ale conductei.

Relația care dă presiunea diferențială este :

$$P_1 - P_2 = h'(\gamma' - \gamma_f) + \gamma_f(h_1 - h_2),$$

unde P_1 și P_2 sunt presiunile, în kgf/m^2 , din brațul 1 și din brațul 2, h_1 și h_2 sunt înălțimile, în metri, ale coloanelor de fluid

dela nivelul conductei la acela al lichidului manometric din brațul drept, h' este diferența de nivel a lichidului manometric în cele două brațe, γ_f este greutatea specifică, în kgf/m^3 , a fluidului, iar γ' este greutatea specifică a lichidului manometric.

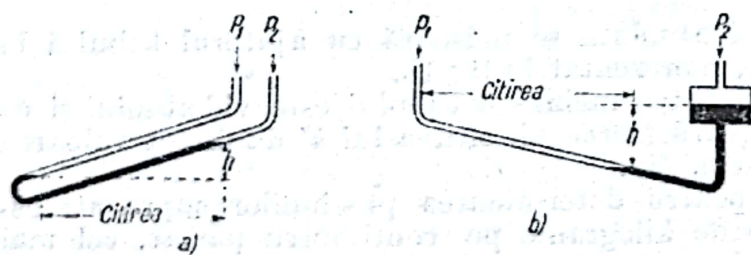


Fig. 16. Tuburi manometrice înclinate.

metric, în kgf/m^3 . În cazul gazelor, relația se reduce la :

$$P_1 - P_2 = h'\gamma',$$

deoarece valoarea celorlalți membri devine neglijabilă.

Pentru măsurarea diferențelor mici de presiune se folosesc tuburi înclinate de tipul celor prezentate în fig. 16, a și b. Datorită înclinării tubului, variația verticală de nivel h reprezintă o fracțiune din deplasarea lichidului manometric în tubul înclinat. Citirile făcute pe o scară calibrată în raport cu

deplasarea lichidului devin astfel mult mai ușor de observat și observațiile sunt mult mai exacte. La aparatele folosite în industrie, pentru măsurarea tirajului (fig. 16, b), scara se calibrează de obicei astfel, încât citirile dau direct tirajul, în milimetri coloană de apă.

Folosirea a două lichide manometrice cu greutateți specifice apropiate permite măsurarea exactă a presiunilor diferențiale mici în aparate de tipul celor reprezentate în fig. 17.

Dacă se notează cu h_0 diferența de nivel între meniscurile lichidului manometric mai greu, pentru cazul când nu există diferență de presiune ($P_1 = P_2$), se obține relația:

$$h_a = \frac{h' - h_0}{\gamma_a} \left(\gamma_a - \gamma_u + \frac{a}{A} \gamma_u \right),$$

unde h_a este diferența de presiune $P_1 - P_2$, în m col. apă, h' este diferența, în m, între nivelul lichidului mai greu din brațele înguste, iar γ_a , γ_u și γ_u sunt greutatețile specifice respective ale apei, lichidului manometric mai ușor și ale lichidului manometric mai greu; a este secțiunea tubului îngust, iar A , secțiunea tubului larg.

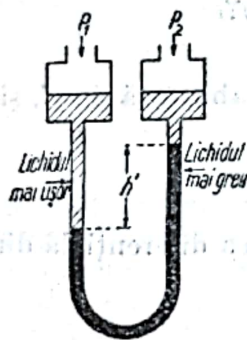


Fig. 17. Tub manometric diferențial.



Fig. 18. Tub în formă de U, închis la un capăt.

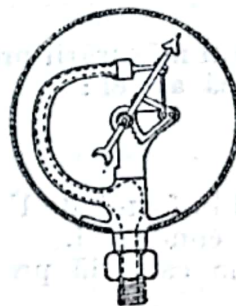


Fig. 19. Manometru Bourdon.

Presiunile sub o atmosferă absolută se măsoară cu ajutorul tubului în formă de U, închis la un capăt, reprezentat în fig 18.

Dacă în spațiul din extremitatea închisă a tubului este vid absolut și ca lichid manometric se întrebuințează mercurul, citirea lui h' dă direct valoarea presiunii absolute P_1 , în mm col. Hg.

Dintre aparatele folosite pentru determinarea presiunilor supra atmosferice, până la valori de sute de kilograme pe centimetru pătrat, cel mai comun este manometrul Bourdon, reprezentat în fig. 19. (Pentru mai multe amănunte vezi secțiunea „Aparate de măsură și control”).

MĂSURAREA DEBITULUI FLUIDELOR

Prin debit se înțelege cantitatea de fluid care curge în unitatea de timp. După cum cantitatea se măsoară în volume sau în greutate, se deosebesc debitul volumetric și debitul gravimetric. Debitul volumetric poate fi exprimat prin produsul dintre secțiune și viteza de curgere. De aici rezultă că, măsurând viteza și cunoscând secțiunea de curgere, se poate calcula debitul. Într'un mare număr de cazuri, problema obținerii debitului se rezolvă folosind această relație, și se reduce, în esență, la determinarea vitezei de curgere.

În cazul curgerii orizontale fără frecare ($f = 0$), a fluidelor, teorema lui Bernoulli, exprimată prin ecuația (11), ia forma :

$$-\int_1^2 v dP = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} \quad (45)$$

sau :

$$-\int_1^2 \frac{dP}{\gamma} = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} \quad (46)$$

Dacă variația de greutate specifică a fluidului este mică, $-\int_1^2 v dP$ devine egal cu $v(P_1 - P_2) = P_1/\gamma - P_2/\gamma = h_1 - h_2$, unde h_1 și h_2 sunt înălțimile prezumtive ale presiunilor P_1 și P_2 , adică înălțimile unor coloane de fluid cu densitatea γ și cu secțiunea de 1 cm^2 , a căror greutate este egală cu P_1 , respectiv cu P_2 ;

$$w_2^2 - w_1^2 = 2g(h_1 - h_2). \quad (47)$$

Dacă se presupune, mai departe, că în condițiile curgerii se produce o schimbare apreciabilă de viteză între două secțiuni învecinate, astfel ca w_1^2 să devină neglijabil față de w_2^2 , se va obține :

$$w = \sqrt{2g(h_1 - h_2)} = \sqrt{2g\Delta h}, \quad (48)$$

care este formula cunoscută a lui Torricelli, pentru curgerea prin orificii.

Condițiile impuse mai sus sunt aproximativ realizate în practică, ori de câte ori fluidele sunt obligate să treacă peste baraje, prin orificii sau prin orice reducții sau largiri brusce ale secțiunii curenului. Variația de viteză va avea ca efect o variație de presiune, iar formula (47) este expresia interdependenței cantitative a acestor doi factori.

Pentru determinarea debitului fluidelor, se introduce în conductă un tub Pitot sau se intercalează un aparat Venturi sau o diafragmă, producându-se astfel o mărire a vitezei prin secțiunea redusă. Măsurând variația de presiune rezultată, se calculează viteza și deci debitul fluidului.

Deoarece condițiile necesare pentru reducerea teoremei lui Bernoulli la formula (47) nu se realizează integral în aceste dispozitive, determinările vitezei vor fi afectate de erori. Pentru a reduce erorile la $1-3\%$, ceea ce reprezintă o exactitate satisfăcătoare pentru majoritatea determinărilor inginerești, este nevoie să se introducă în formulă un factor de corecție :

$$\sqrt{w_2^2 - w_1^2} = c' \sqrt{2g(h_1 - h_2)}, \quad (49)$$

sau, când w_1^2 devine neglijabil față de w_2^2 ,

$$w = c' \sqrt{2g(h_1 - h_2)}; \quad (50)$$

c' se numește coeficient de viteză; valoarea lui depinde de forma orificiului, de punctele de citire a presiunii, de debitul și de natura fluidului și de raportul dintre diametrul orificiului și diametrul conductei. Pentru determinările foarte exacte, este necesară calibrarea aparatelor în condițiile de lucru.

1. Baraje, prea-plinuri

Viteza de curgere a unui lichid peste un baraj sau prea-plin (fig. 20, a) este exprimată prin formula (50).

În adevăr, barajele pot fi considerate drept orificii a căror suprafață de descărcare depinde de diferența de nivel (H) între pătura superioară de lichid și creasta barajului. Măsurarea lui H trebuie făcută la o distanță suficient de mare de baraj pentru a evita deformarea produsă de curbarea stratului de lichid care trece peste creastă.

Se consideră un strat subțire de lichid, cu înălțimea dH , care se revarsă peste creasta cu lungimea L metri, sub diferența de nivel H metri, și se presupune că viteza cu care lichidul se apropie de baraj este mică în comparație cu viteza stratu-

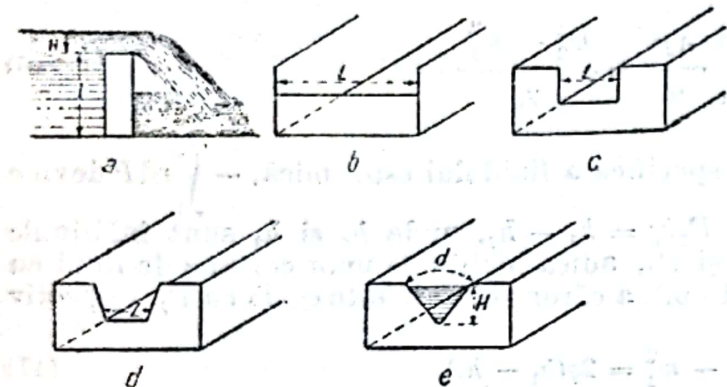


Fig. 20. Baraje.

tului. Volumul care se revarsă în unitatea de timp este produsul dintre secțiunea stratului de lichid și viteza lui,

$$dq' = L dH c \sqrt{2gH},$$

care, integrat între H și 0, dă :

$$q' = \frac{2}{3} LHc \sqrt{2gH} = \frac{2}{3} LH^{1.5} c \sqrt{2g}.$$

Coeficientul de viteză c' a fost înlocuit cu coeficientul de debit c , care înglobează toate corecțiile necesare pentru ca formula debitului să poată fi aplicată în cazurile din practică. Pentru o valoare medie de 0,626 pentru c , ecuația de mai sus devine :

$$q' = 1,84 LH^{1.5}, \quad (51)$$

unde q' reprezintă debitul, în m^3/s .

Dacă barajul are forma celui din fig. 20, c, stratul de lichid care se revarsă suferă o contracție laterală, din cauza componentei create de porțiunea de lichid cuprinsă între pereții verticali ai barajului și pereții jghiabului, iar formula (51) ia forma :

$$q' = 1,84 (L - 0,2 H) H^{1.5}. \quad (52)$$

Debitul calculat cu formulele (51) și (52) poate avea erori sub 3%, dacă $L > 2H$, viteza cu care se apropie lichidul de baraj este mai mică sau egală cu 0,3 m/s, înălțimea crestei barajului dela fundul jghiabului (I din fig. 20, a) este mai mare decât $3H$ și $H > 0,09$ m. Calitativ, c variază direct proporțional cu L și invers proporțional cu H . Pentru $0,2 < L < 5,8$ m și $0,03 < H < 0,45$ m, c variază cu + 6% în jurul valorii medii de 0,626, dacă viteza cu care lichidul se apropie de baraj nu depășește 0,3 m/s.

Un baraj de forma unui trapez isoscel (fig. 20, d), având laturile neparalele înclinate în raportul de 4 la 1, revarsă o cantitate de lichid egală cu aceea pe care o revarsă un baraj rectangular care nu ar suferi efectul contracției laterale (fig. 20, b). Debitul peste un astfel de baraj trapezoidal este exprimat deci de ecuația (51).

În cazurile când cantitatea de lichid care se revarsă prezintă variații mari, până la 1/20 din valoarea maximă, se întrebuintează cu succes baraje de formă triunghiulară (fig. 20, e), cu bisectoarea unghiului de jos verticală. Debitul unui astfel de baraj este dat de expresia :

$$q' = k \operatorname{tg} \left(\frac{\alpha}{2} \right) H^{2,5}, \quad (53)$$

în care k variază cu H , conform relației :

$$k = 1,34 + 0,0203/\sqrt{H}. \quad (53 a)$$

Când curgerea lichidului se face peste prea-plinuri tubulare cilindrice, dinafară înăuntru, ca de exemplu descărcarea lichidului, de pe o placă superioară pe cea inferioară în coloanele de fracționare, debitul este dat de formula :

$$q' = 1,47 L H^{1,4}, \quad (54)$$

unde L este perimetrul buzei interioare a prea-plinului. Formula dă rezultate corecte pentru valori ale lui H mai mici decât o cincime din diametrul tubului de prea-plin.

Deși coeficienții folosiți în formulele descărcării lichidelor peste baraje și prea-plinuri au fost determinați în experiențe făcute cu apă, erorile introduse, când ele se aplică la lichide mai fluide și mai vâscoase decât apa, nu sunt apreciable.

În cadrul restricțiilor impuse, formulele de mai sus oferă un mijloc comod și rapid de calcul al debitului lichidelor (canale, bazine, etc.), cu exactitate satisfăcătoare în majoritatea cazurilor din practică. Pentru determinări care cer însă o precizie mai mare, este nevoie să se procedeze la calibrări, în condițiile și cu lichidele care interesează.

Exemplu. Pe talerul unei coloane de fracționare este necesar să se prevadă prea-plinuri tubulare, pentru a descărca pe talerul inferior 32 000 l/lichid/h. Configurația talerului permite să se instaleze tuburi cilindrice cu diametrul de 150 mm. Să se calculeze numărul de prea-plinuri necesare.

Se poate folosi formula (54), cu condiția ca nivelul lichidului peste buza superioară a prea-plinului să nu depășească $D/5 = 3$ cm. Conform ecuației (54) se obține :

$$\frac{32\,000}{3\,600 \cdot 1\,000} = 1,47 (0,15 \cdot 3,14 y) (0,03)^{1,4},$$

de unde numărul tuburilor $y = 1,75$. Va fi deci nevoie să se instaleze două prea-plinuri cu diametrul de 150 mm.

2. Tubul Pitot

În masa unui fluid în repaus, presiunea este aceeași în toate direcțiile. În curentul unui fluid însă, valoarea presiunii depinde de poziția tubului cu care se face măsurătoarea în raport cu direcția și cu sensul mișcării.

Tubul manometric din fig. 21, *a*, având secțiunea paralelă cu direcția curgerii, va indica presiunea statică a fluidului în raport cu presiunea atmosferică.

Dacă în masa fluidului în mișcare uniformă se introduce un corp solid, acesta va produce o deviere radială a firelor de fluid care ar trece prin spațiul ocupat de el. Se demonstrează că energia cinetică a firelor este integral convertită în energie potențială de presiune, exercitată asupra corpului. Tubul din fig. 21, *b*, cu secțiunea dispusă normal pe fluxul fluidului, indică presiunea totală, adică presiunea statică plus presiunea dinamică rezultată din convertirea energiei cinetice a firelor de fluid care izbește secțiunea tubului. În fig. 21, *c*,

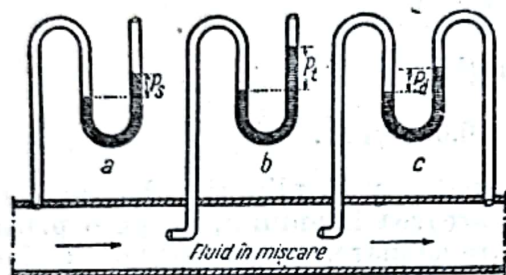


Fig. 21. Obținerea presiunii diferențiale.

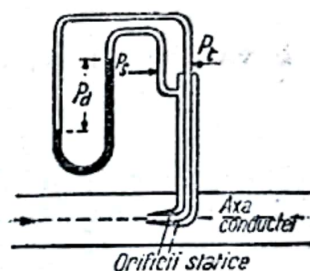


Fig. 22 Tub Pitot.

este reprezentat un tub care indică diferența dintre presiunea totală și cea statică, adică presiunea dinamică.

Tubul Pitot (fig. 22) permite citirea presiunii dinamice a fluidului. Tubul interior al aparatului transmite presiunea totală, iar cel exterior, presiunea statică, asupra unei coloane de lichid. Diferența de nivel a lichidului manometric din cele două brațe măsoară presiunea dinamică. Conform ecuației (47), viteza w a fluidului prin conductă va fi egală cu $\sqrt{2g\Delta h}$. Tubul Pitot prezintă avantajul important de a putea fi instalat printr-o simplă gaură făcută în peretele conductei.

În interiorul unei conducte cu un regim de curgere uniform și continuu, viteza nu este aceeași în fiecare punct al secțiunii normale pe fluxul fluidului. Viteza crește continuu de la periferie spre centru, unde atinge valoarea maximă. Raportul dintre viteza medie și viteza maximă (în axa conductei) depinde de natura fluidului și de valoarea vitezei. S'a stabilit că w_{med}/w_{max} este o funcție a expresiei :

$$wD\gamma/\eta g,$$

unde D este diametrul conductei, în m ;

w — viteza medie sau maximă, în m/s ;

γ — greutatea specifică, în kgf/m³ ;

η — vîscozitatea fluidului, în kgf. s/m².

Pentru w , γ și η , se vor lua valorile care corespund condițiilor de temperatură și de presiune din conductă. Curbele din fig. 23 sunt expresia analitică a funcției de mai sus.

Pentru obținerea vitezei medii, se determină presiunea dinamică în tubul Pitot, se calculează viteza maximă cu ajutorul ecuației (49) și apoi se obține viteza medie din conductă, cu ajutorul curbei din fig. 23.

L. S. Leibenson obține pe cale teoretică următoarea relație între viteza medie și viteza axială :

$$\frac{w_{med}}{w_{max}} = \frac{1}{2} \left[1 + \left(1 - \frac{k}{Re} \right)^2 \right],$$

unde k este o constantă numerică, iar Re este numărul lui Reynolds, calculat cu viteza maximă (axială).

La instalarea tubului Pitot trebuie acordată o atenție deosebită centrării exacte a orificiului aparatului în conductă, pentru a obține valoarea maximă a presiunii dinamice. De asemenea, tubul Pitot trebuie montat la o distanță a conductei de orice flanșă, ventil sau îndoitură, egală cu cel puțin 50 de diametri, deoarece aceste dispozitive, producând o deformare a curbei de distribuție a vitezei în secțiunea conductei, fac inutilizabile curbele din fig. 23 și, deci, denaturează relația dintre viteza determinată și viteza medie.

Tubul Pitot oferă un mijloc simplu și prețios de explorare a vitezei gazelor în unele condiții în care aplicarea altor aparate nu dă rezultate. Astfel, în cazul curgerii gazelor prin conducte scurte, cu diametru mare, se determină cu tubul Pitot, — așezat succesiv în mai multe puncte ale secțiunii conductei, normal pe fluxul gazului, — presiunile dinamice locale și deci vitezele locale. Din acestea se poate construi curba distribuției vitezei și deci se poate calcula viteza medie de curgere. În același fel, tubul Pitot permite cunoașterea debitului fluidelor în conducte cu secțiunea necirculară.

Un tub Pitot, bine construit și montat, permite obținerea debitului gazelor cu o eroare de 1%. Pentru determinări care cer o exactitate mai mare se recomandă în general, calibrarea aparatului.

Tubul TAGHI, de construcție sovietică (fig. 24), reprezintă o formă modificată și perfecționată a tubului Pitot. El este compus dintr'un tub 1, care transmite presiunea totală unui braț al manometrului cu lichid 2; în celălalt braț se transmite presiunea statică, obținută prin deschizătura 3. La orientarea tubului TAGHI în sensul curentului servesc tuburile 4 și 5, care transmit fiecare presiunea la câte un braț al manometrului diferențial 6. Tubul TAGHI este bine instalat în sensul curentului, când diferența de nivel din brațele manometrului 6 este egală cu zero. La explorarea presiunii statice în curentul de fluid servește manometrul 7, care indică presiunea statică dintr'un tub așezat paralel cu tubul 3. Tubul TAGHI poate fi orientat în orice poziție față de curent, prin mișcarea în jurul axului 8.

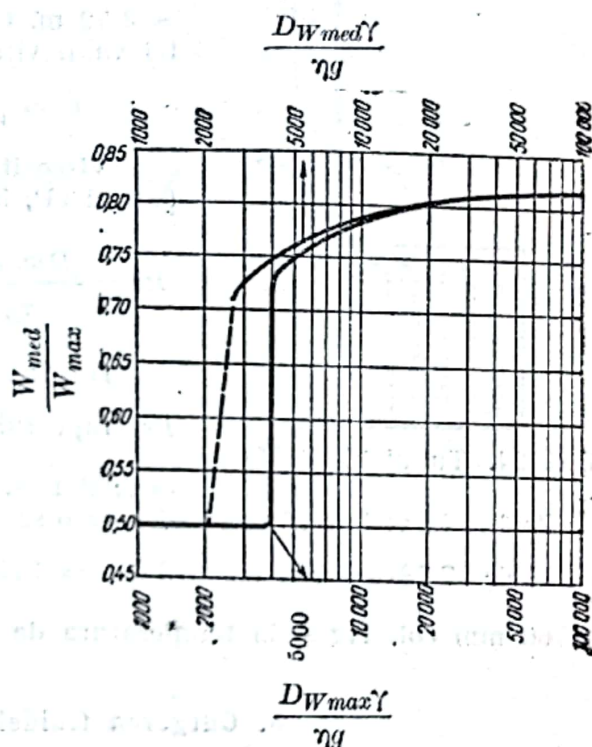


Fig. 23. Determinarea vitezei medii cu ajutorul vitezei maxime și Re .

Exemplu. O conductă cu diametrul de 150 mm transportă gaz metan la 27°C, având 0,636 kgf/m³ în condițiile curgerii. Un tub Pitot analog celui din fig. 22, introdus în conductă, prezintă o diferență de nivel între meniscurile apei din cele două brațe în conductă, presiunea barometrică exterioară fiind de 740 mm col. Hg, ale aparatului, de 0,3 cm. Presiunea dinamică de 0,3 cm col. apă este echivalentă cu înălțimea unei coloane de metan de $\frac{0,003 \cdot 1\,000}{0,636} = 4,72$ m. Conform ecuației (48), în centrul conductei va fi viteza maximă de:

să se calculeze: a) viteza reală a gazului în centrul conductei; b) viteza medie a gazului, și c) debitul volumetric și gravimetric.

Presiunea dinamică de 0,3 cm col. apă este echivalentă cu înălțimea unei coloane de metan de $\frac{0,003 \cdot 1\,000}{0,636} = 4,72$ m. Conform ecuației (48), în centrul conductei va fi viteza maximă de:

$$w = \sqrt{2g\Delta h} = \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 4,72} = 9,6 \text{ m/s.}$$

Viscozitatea absolută a metanului la 27°C este 0,0112 cP, iar:

$$Re = \frac{D w_{max} \gamma}{\eta g} = \frac{0,15 \cdot 9,6 \cdot 0,636}{0,0112 \cdot 102 \cdot 10^{-6} \cdot 9,81} = 81\,800.$$

Din fig. 23 rezultă că, pentru această valoare a lui

$$Re, \text{ raportul } \frac{w_{med}}{w_{max}} = 0,81, \text{ de unde } w_{med} = 0,81 \cdot 9,61 = 7,78 \text{ m/s.}$$

Având în vedere că conducta are o secțiune de $(0,15/2)^2 \pi = 0,01765 \text{ m}^2$, debitul va fi de $7,78 \cdot 0,01765 \cdot 0,636 \cdot 3\,600 = 315 \text{ kgf/h}$ și de $\frac{315 \cdot 22,4}{16} \text{ m}^3/\text{h}$ la presiunea de 760 mm col. Hg și la temperatura de 0°C.

3. Curgerea fluidelor prin orificii

Majoritatea aparatelor folosite la determinarea debitului fluidelor prin conducte se bazează pe relația dintre viteză și diferența de presiune statică creată prin introducerea unui orificiu în curentul uniform al fluidului. Forma pe care o ia fluidul constrâns să treacă printr'un orificiu este cea indicată în fig. 25.

Se observă că fluidul ia forma unui fascicol convergent în fața orificiului, continuă să-și reducă secțiunea după ce a depășit orificiul, iar apoi, sub forma unui fascicol divergent, tinde să umple din nou tubul. Variației secțiunii fluidului în interiorul conductei îi corespunde o variație a vitezei și deci a presiunii statice.

Cu cât crește viteza (prin micșorarea secțiunii fluidului), cu atât scade presiunea statică. Secțiunii minime („vena contracta”) îi corespund viteza maximă și presiunea statică minimă (h_v). Poziția „vena contracta” variază între 0,3D și 0,7D dela orificiu, când d/D scade dela 0,8 la 0,2. La o distanță suficient de mare de orificiu, în aval (h_3 și h_4), presiunea statică devine constantă, având însă o valoare mai mică decât cea din amonte, înainte de a începe deformarea convergentă a fluidului ($h_3 = h_4 < h_1$). Pierderea permanentă de presiune statică ($h_1 - h_4$) se datorește frecării și transformării energiei mecanice de mișcare în energie internă. În adevăr, jetul rapid, intrând după orificiu

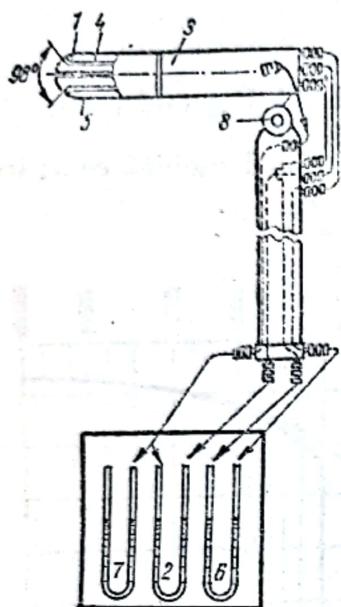


Fig. 24. Tubul TAGHI.

în masă mult mai înceată de fluid, pierde o parte a energiei cinetice prin frecare internă și izbire. Cu cât raportul dintre diametrul orificiului și diametrul conductei ($d/D = r$) va fi mai mic, cu atât va crește viteza jetului, având ca rezultat o pierdere mai mare de presiune statică. În regiunea din apropierea imediată a orificiului, în aval, frecarea de pereți a firelor de fluid devenind nulă, dispare componenta care creează distribuția radială a vitezei; la secțiunea minimă („vena contractă”), viteza tuturor firelor de fluid este deci aceeași: $w_{med} = w_{max}$.

În cazurile în care fluidul, trecând prin orificiu, nu prezintă o variație apreciabilă de densitate, sunt satisfăcute condițiile pentru aplicarea ecuației (49). Conform observațiilor de mai sus însă, va fi nevoie să se precizeze secțiunea de determinare a lui h , cum și semnificația și importanța coeficientului de viteză c' .

Dacă unul dintre tuburile de măsurare a presiunii statice se montează la orificiu, iar celălalt în amonte, la o distanță la care nu a început deformarea convergentă a fluidului, se va obține, conform ecuației (49),

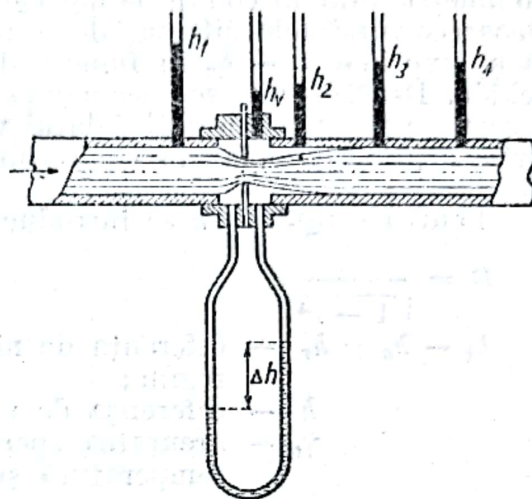


Fig. 25. Variația presiunii statice în jurul unui orificiu.

$$\sqrt{w_0^2 - w_1^2} = c' \sqrt{2g(h_1 - h_0)}.$$

De altă parte :

$$\frac{w_1}{w_0} = \left(\frac{d}{D}\right)^2 = r^2,$$

adică viteza de curgere prin conductă și orificiu este invers proporțională cu secțiunile, deci cu pătratul diametrelor respective. Înlocuind valoarea lui w_1 , se obține :

$$\sqrt{w_0^2 - w_0^2 r^4} = c' \sqrt{2g(h_1 - h_0)}$$

sau

$$w_0 = \frac{c'}{\sqrt{1 - r^4}} \cdot \sqrt{2g(h_1 - h_0)}. \quad (55)$$

Pentru a da o formă mai comodă ecuației (55) se va exprima cu ajutorul ei debitul volumetric de fluid q_r , în m^3/h ;

$$q_r = \frac{\pi}{4} d^2 \cdot 3600 \frac{c'}{\sqrt{1 - r^4}} \sqrt{2g(h_1 - h_0)} \quad (56)$$

și, concentrând factorii numerici,

$$q_r = 12530 \frac{c'}{\sqrt{1 - r^4}} d^2 \sqrt{h_1 - h_0}. \quad (57)$$

Ecuațiile (55) și (57) sunt expresia generală a relației dintre viteză și pierderea de presiune statică rezultată la trecerea printr'un orificiu. Valabilitatea lor este independentă de natura fluidului și de forma orificiului.

Se va aminti că $h_1 - h_0$ reprezintă diferența de înălțime a două coloane de fluid cu o densitate omogenă egală cu a fluidului din conductă, iar q_r , debitul volumetric orar în condițiile de regim (definite de temperatură și de presiune). Deoarece presiunile diferențiale se măsoară cu mercur și apă, este convenabil să se exprime $h_1 - h_2$ în funcție de diferența de nivel observată cu aceste lichide. Deasemenea, se recomandă să se introducă în ecuația (57) corecțiile necesare pentru a converti debitul volumetric, dela condițiile de regim caracterizate prin temperatura și presiunea T și P , la condițiile normale, 0°C și $1,0 \text{ Atm}$.

Pentru simplificare se introduc următoarele notații :

$$E = \frac{c'}{\sqrt{1-r^4}}$$

$h_1 - h_0 = h_r$ — diferența de nivel, în m col. de fluid, în condițiile de regim ;

h — diferența de nivel, în mm col. apă ;

γ_n — greutatea specifică a fluidului, în condiții normale de temperatură și de presiune (0°C și 1 Atm), în kgf/m^3 ;

γ_r — greutatea specifică a fluidului, în condițiile de regim (P și T), în kgf/m^3 ;

q_n — debitul volumetric în condiții normale, în m^3/h .

Se observă că :

$$h_r = \frac{1\,000\,h}{1\,000\,\gamma_r}$$

și, în cazul curgerii gazelor :

$$\gamma_r = \gamma_n \frac{P}{10\,330} \frac{273}{T}$$

Reducând debitul volumetric la condițiile normale, cu ajutorul ecuației de stare a gazelor :

$$V_0 = V \frac{P}{10\,330} \frac{273}{T},$$

adică :

$$q_n = q_r \frac{P}{10\,330} \frac{273}{T}$$

și înlocuind în ecuația de mai sus valorile din (57), etc. se obține :

$$q_n = 2\,040 E d^3 \sqrt{\frac{1}{\gamma_r T}} \sqrt{h P} \quad (58)$$

În cazul curgerii lichidelor :

$$q_n = q_r \frac{\gamma_r}{\gamma_n}$$

(γ_n fiind greutatea specifică a lichidului la 0°C), ecuația (57) devine :

$$q_n = 12\,530 E d^3 \sqrt{\frac{\gamma_r}{\gamma_n^2}} \sqrt{h}. \quad (59)$$

Se observă că pentru un orificiu prin care trece un fluid ce nu prezintă fluctuații mari de temperatură și de densitate, ecuațiile de mai sus devin :
 pentru gaze :

$$q_n = \text{const} \cdot \sqrt{Ph};$$

pentru lichide :

$$q_n = \text{const} \cdot \sqrt{h}. \quad (60)$$

Orificiile cele mai comune au una dintre formele din fig. 26.

Cele mai bune orificii sunt cele realizate prin perforarea circulară, normală (fig. 26, A), a unei plăci metalice subțiri (1,0–5,0 mm). Suprafața plăcii și a orificiului trebuie să fie lipsită de orice asperitate și deformare, iar muchia buzei orificiului trebuie să fie ascuțită. Diafragmele se montează între două flanșe, pe o porțiune dreaptă a conductei.

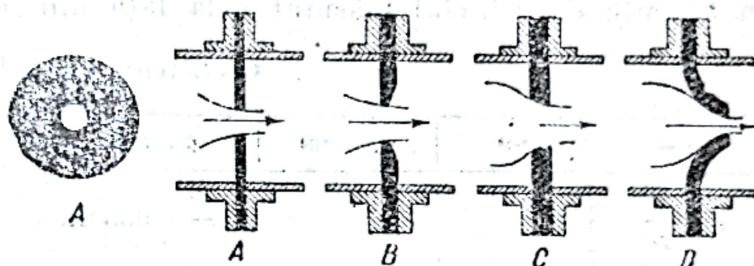


Fig. 26. Forme obișnuite de orificii.

Pentru ca ecuațiile (57), (58) și (59) să poată fi aplicate în cazurile reale, este necesar să se găsească o relație între E (respectiv coeficientul de descărcare c) și $r = d/D$, atunci când legăturile manometrului diferențial în conductă au o poziție anumită față de placa orificiului. Forma acestei relații este redată

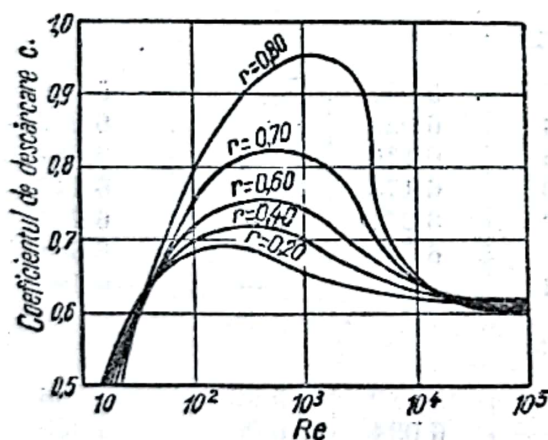


Fig. 27. Variația coeficientului de debit c cu Re și r .

în fig. 27. Se observă că, pentru fiecare valoare a lui r , există o curbă a lui c , în funcție de Re , și că, pentru $Re > 30\,000$, c devine practic independent de Re .

Pentru orificii drepte care au centrul găurii legăturilor manometrului diferențial la 2,54 cm în aval și în amonte de orificiu, variația lui E cu Re , r și D este dată în tabela 5.

E înglobează corecțiile necesare pentru ca ecuația ideală a curgerii să poată fi aplicată în cazurile întâlnite în practică; în acest sens, E este un coeficient de randament, care exprimă raportul dintre debitul real și debitul ideal.

Pentru un calcul corect al debitului gazelor, este necesar ca variația greutatei specifice la trecerea prin orificii să nu depășească 10%; cu alte cuvinte, raportul dintre presiunea statică determinată după și înainte de orificiu, să fie mai mare decât 0,90.

Pentru a obține o precizie mai mare, se recomandă să se folosească, drept presiune de regim, media aritmetică a presiunilor statice determinate în aval și în amonte de orificiu, adică $(P_1 + P_2)/2$.

Dacă $0,90 > P_2/P_1 > 0,80$, debitul calculat trebuie înmulțit cu un factor (Y), a cărui valoare este determinată de P_1 , P_2 , r și $k = c_p/c_v$, conform relației :

$$Y = 1 - \left(\frac{P_1 - P_2}{P_1 \cdot k} \right) (0,41 + 0,35r^4). \quad (61)$$

Tabela 5

Variația coeficientului E cu Re , r și D pentru orificii drepte (fig. 26, A)

$$\left(E = \frac{c'}{\sqrt{1-r^4}} \right)$$

(Centrul găurilor manometrului diferențial va fi la 2,54 mm în aval și în amonte de orificiul măsurat dela fața din amonte a plăcii orificiului.)

Coeficientul $E \cdot 10^4$

$Re =$	10^4	$2,5 \cdot 10^4$	$5 \cdot 10^4$	10^5	10^6	10^7
$r = \frac{d}{D}$	$D = 0,053 \text{ m}$					
0,20	6 104	6 026	6 000	5 987	—	5 974
0,30	6 150	6 062	6 032	6 018	—	6 003
0,40	6 278	6 154	6 117	6 104	—	6 090
0,45	6 381	6 248	6 203	6 180	—	6 159
0,50	6 521	6 357	6 302	6 275	—	6 247
0,55	6 708	6 501	6 433	6 398	—	6 363
0,60	6 945	6 687	6 601	6 558	—	6 515
	$D = 0,102 \text{ m}$					
0,20	6 151	6 030	5 990	5 970	—	5 950
0,30	6 212	6 086	6 044	6 023	—	6 002
0,40	6 343	6 188	6 135	6 110	—	6 084
0,45	6 463	6 273	6 210	6 178	—	6 147
0,50	6 631	6 391	6 310	6 271	—	6 231
0,55	6 834	6 551	6 447	6 395	—	6 344
0,60	7 158	6 757	6 623	6 556	—	6 490
	$D = 0,189 \text{ m}$					
0,20	—	6 088	6 022	5 989	5 960	5 956
0,30	—	6 127	6 065	6 034	6 006	6 003
0,40	—	6 229	6 155	6 118	6 085	6 081
0,45	—	6 325	6 232	6 186	6 146	6 140
0,50	—	6 466	6 343	6 284	6 229	6 224
0,55	—	6 661	6 497	6 414	6 340	6 333
0,60	—	6 912	6 693	6 583	6 484	6 474
	$D = 0,362 \text{ m}$					
0,20	—	6 162	6 061	6 010	5 965	5 960
0,30	—	6 176	6 090	6 047	6 008	6 004
0,40	—	6 277	6 179	6 129	6 086	6 081
0,45	—	6 393	6 266	6 203	6 146	6 140
0,50	—	6 568	6 394	6 306	6 228	6 221
0,55	—	6 818	6 572	6 449	6 339	6 328
0,60	—	7 141	6 804	6 635	6 484	6 463

Când prin orificii trec gaze la presiuni înalte, este recomandabil să se introducă în formulă factorul de compresibilitate, care să țină seamă de abateră gazelor dela legea Boyle-Mariotte.

Cu această corecție, ecuația simplificată (60) ia forma :

$$q_n = \text{const} \cdot \sqrt{Ph \left(1 + \frac{a}{100} \right)}, \quad (62)$$

unde a este devierea procentuală a gazului, în condițiile de regim, dela legea gazelor ideale.

În determinările exacte, la temperaturi înalte (peste 300°C) va trebui să se țină seama și de variația lui d , datorită dilatației termice a plăcii orificiului.

Dată fiind importanța deosebită pe care o are asupra lui c montarea orificiului și a manometrului diferențial, se dau mai jos câteva reguli practice de urmat :

1) placa orificiului trebuie montată normal pe direcția curgerii și centrul orificiului trebuie să coincidă cu axa conductei;

2) găurile făcute în conductă pentru legarea brațelor manometrice vor avea un diametru maxim de 6 mm pentru conducte de 2 țoli și de cel mult 12 mm pentru conducte de 4 țoli și mai largi;

3) curgerea fluidului prin orificiu trebuie să fie uniformă și, deaceia, trebuie evitate schimbările brusce ale direcției, prin curbe și prin dispozitivele (ventile, regulate, etc.), care schimbă caracterul curgerii, conform prescripțiilor de mai jos :

Dispozitiv	Lungimea minimă de conductă dreaptă	
	în amonte	în aval
a) Flanșă, mufe, curbe, teuri, ventile complet deschise, în același plan	10D	5D
b) Două curbe, coturi, teuri, în plane diferite	100D	5D
c) Ventile diferențiale, regulate, etc.	200D	5D

Condițiile severe impuse mai sus pot fi ușurate apreciabil, dacă se introduce în conductă, în aval de orificiu, un „redresor” de curent. Acesta este un fascicol de tuburi al căror diametru este de cel mult $D/4$, iar lungimea minimă este de $2,5D$.

Fig. 28, 29 și 30 reprezintă unele detalii de montare a orificiilor, pentru instalațiile în care brațele manometrului diferențial sunt la 25,4 mm în amonte și la 25,4 mm în aval de placa orificiului.

În toate aceste grafice se reprezintă pe ordonată variația lunginii minime de conductă dreaptă, exprimată în diametre de conductă, în funcție de raportul dintre diametrul orificiului și acela al conductei ($r = d/D$).

În stânga fig. 28 sunt redată aranjamentele în care orificiul este precedat de un cot, de un teu sau de o cruce. În dreapta fig. 28 sunt reprezentate dispozitivele în care, în amonte se găsește două curbe sau coturi în același plan.

În partea stângă a fig. 29, sunt redată aranjamentele în care curbele și coturile din amonte se află în plane diferite, iar în partea dreaptă a fig. 29 sunt reprezentate cazurile în care există ventile sau regulate în amonte de orificiu. Curbele D din acest grafic au următoarele semnificații : curba D_1 se aplică la ventile cu pană (vane), complet deschise ; curba D_2 , la ventile cu pană, a căror deschidere este echivalentă cu 50% din secțiunea conductei ; iar curba D_3 , la ventile cu pană a căror deschidere este echivalentă cu 20% din secțiunea conductei.

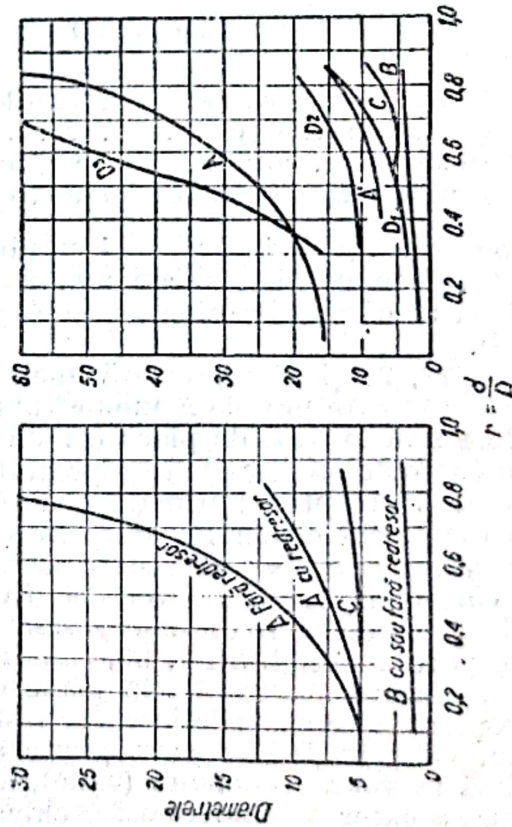
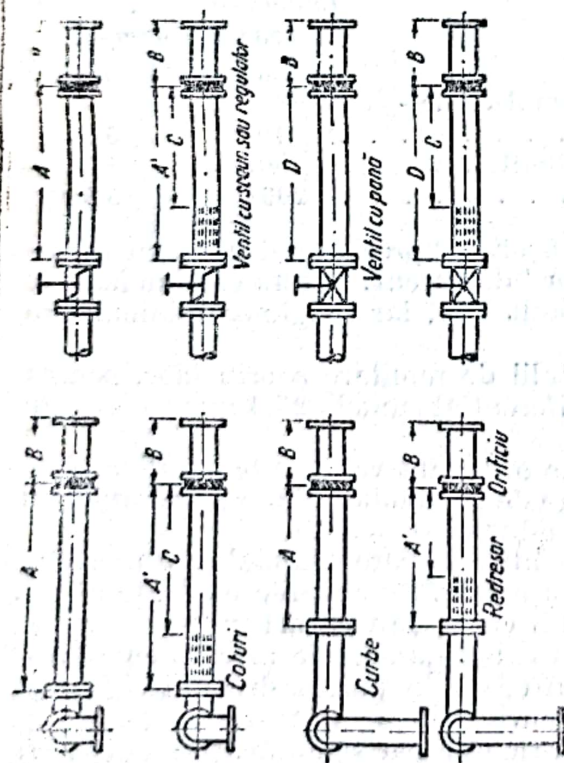


Fig. 28. Influența prezenței curbilor, coturilor și a teurilor în amonte de orificiu, asupra montării acestuia.

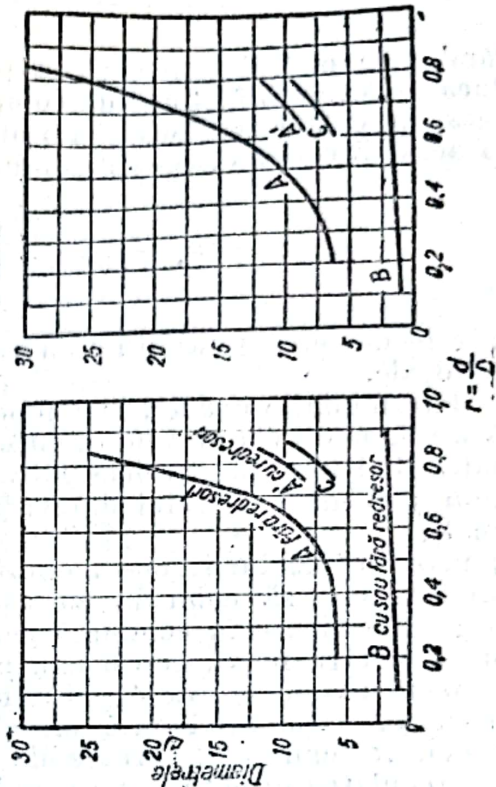
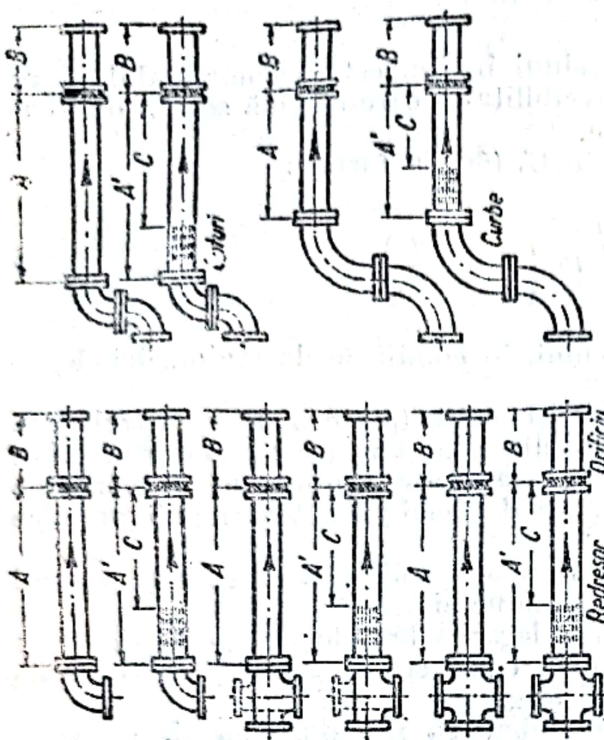


Fig. 29. Influența prezenței curbilor în două plane, a ventilelor și reguletoarelor în amonte de orificiu, asupra montării acestuia.

În sfârșit, fig. 30 prezintă condițiile de montare a orificiilor, în cazul când acestea sunt precedate de „reducții”. Se va observa aici că redresorul va trebui montat în amonte de reducere.

Trebuie menționat faptul că orificiile nu dau rezultate satisfăcătoare când fluidul din conductă este supus la pulsații de frecvență și de amplitudine apreciabile ale presiunii și ale debitului, cum este adeseori cazul fluidelor refulate de pompe sau de compresoare cu piston. Strangularea produsă de ventilele de pe brațele manometrului diferențial nu ameliorează situația și va trebui să se încerce eliminarea cauzelor care produc pulsațiile pentru a obține citiri reprezentative ale presiunii diferențiale.

Diafragmele montate permanent în conducte sunt de obicei legate, prin brațele manometrului diferențial, la un aparat cu mecanism de ceasornic (măsurător de debit) care înregistrează continuu, prin două penițe, pentru o perioadă de 24 de ore, valorile instantanee ale presiunii statice și ale celei diferențiale. Înregistrarea se face pe o diagramă gradată de obicei în mm col. apă sau Hg, pentru valorile presiunii diferențiale, și în kgf/cm² pentru valorile presiunii statice. Din cifrele medii înregistrate se obțin, prin planimetrare, valorile lui h și ale lui P , care, cu ajutorul formulelor date mai sus, permit calculul debitului total zilnic, sau al mediei orare.

Unul dintre desavantajele inerente folosirii orificiilor îl constituie pierderea de presiune; o parte a energiei cinetice câștigate de fluid în trecerea acestuia prin orificiu nu se mai transformă cantitativ în energie mecanică. Rezultatul constă în micșorarea permanentă a presiunii statice după orificiu, în comparație cu presiunea dinaintea orificiului. În unele cazuri, pierderea permanentă este echivalentă cu aproape toată presiunea diferențială indicată de aparat. S'a stabilit că raportul dintre căderea permanentă a presiunii statice, cauzată de trecerea prin orificiu, și presiunea diferențială este o funcție de r ; aproximativ se poate reține că fracțiunea presiunii diferențiale recuperate este egală cu r^2 .

Când diametrul orificiului este o cincime din diametrul conductei, pierderea permanentă a presiunii statice este mai mare decât 90% din presiunea diferențială, iar când $r = 0,5$, aproape 75% din presiunea diferențială nu mai poate fi recuperată. De aici rezultă avantajul folosirii orificiilor, în care r este relativ mare (0,5), și necesitatea — în cazurile în care căderea de presiune reprezintă un procent ridicat al presiunii statice dinaintea orificiului — de a recurge la aparate (Venturi) care permit măsurarea debitului fluidelor cu pierderi mici de energie.

O soluție practică, la care se recurge adeseori pentru a menține pe r între 0,4 și 0,6, constă în înlocuirea conductei, în jurul orificiului, cu o porțiune având diametrul mai mic, obținând astfel o mărire a lui r .

Exemplu. Pentru măsurarea gazului de sondă, care trece printr-o conductă cu diametrul de 200 mm, se montează, între două flanșe, o diafragmă al cărei orificiu

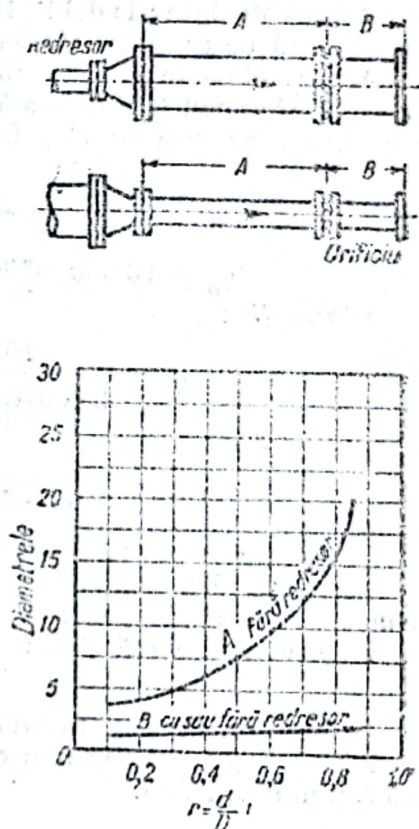


Fig. 30. Influența prezentei reducărilor în amonte de orificiu, asupra montării.

are diametrul de 100 mm. Legăturile brațelor manometrului diferențial se fac în flanșe de 2,54 cm dela fața de sus a orificiului. Presiunea statică, măsurată cu un manometru obișnuit la brațul din amonte a orificiului, este de 9 kgf/cm², iar presiunea diferențială este de 4 070 mm col. apă. Determinarea densității gazului cu aparatul Bunsen — Schilling indică 0,600 la 0°C, în raport cu aerul, iar temperatura în conductă este de 50 °C.

Să se calculeze : 1) debitul volumetric de gaz redus la 0°C și la 1 Atm ; 2) pierderea permanentă de presiune statică, datorită prezenței orificiului în conductă.

1. Se folosește ecuația (58). Pentru calculul coeficientului E se aproximează $Re = 10^5$ și se caută în tabela 5 valoarea corespunzătoare celui mai apropiat diametru $D = 0,189$. Se găsește $E = 0,6284$.

$$q_n = 2\,040 \cdot 0,6284 \cdot (0,1)^2 \sqrt{\frac{1}{0,6 \cdot 1,29 \cdot 323}} \sqrt{4\,070 \cdot 10\,330}$$

$$q_n = 16\,500 \text{ m}^3/\text{h}.$$

Observație :

$$w = \frac{16\,500}{3\,600 \cdot (0,1)^2 \cdot 3,14} \cdot \frac{1}{10,3} \cdot \frac{323}{273} = 16,7 \text{ m/s}$$

și

$$Re = \frac{Dw\gamma}{\eta g} = \frac{0,2 \cdot 16,7 \left(0,6 \cdot 1,29 \cdot \frac{10,3}{1} \cdot \frac{273}{323} \right)}{0,000012} = 1\,880\,000,$$

căruia îi corespunde pentru $r = 0,5$ și $D = 0,189$, $E = 0,6227$.

Debitul real va fi deci :

$$q_n = 16\,300 \text{ m}^3/\text{h}.$$

2. Frațiunea din presiunea diferențială recuperată este $r^2 = (0,5)^2 = 0,25$, adică $0,25 \cdot 4\,070 = 1\,018$ mm col. apă, iar pierderea de presiune $= 4\,070 - 1\,018 = 3\,052$ mm col. apă.

4. Tubul Venturi

Între dezavantajele pe care le prezintă orificiile este și procentul ridicat de pierdere permanentă a presiunii statice raportat la presiunea diferențială observată. Acest dezavantaj se evită parțial prin folosirea tubului Venturi.

Cum se poate observa din fig. 31, contracția fluidului, înainte de intrarea în gâtul tubului (care servește drept orificiu), și destinderea ulterioară a fluidului, este progresivă, iar nu bruscă cum este în cazul orificiilor. Pierderea permanentă de presiune statică în tuburile Venturi nu reprezintă decât 10—12% din presiunea diferențială observată.

Principiul pe care se bazează folosirea tuburilor Venturi este identic cu acela al orificiilor, și constă în determinarea căderii de presiune statică provocată de variația vitezei la trecerea fluidului printr-o secțiune redusă. Relația cantitativă între aceste variabile este exprimată prin ecuația fundamentală (49) și prin formulele derivate din ea (55), (57), (58), (59). Coeficientul folosit în relațiile pentru calculul debitului din tuburi Venturi are însă o valoare mult mai ridicată decât în cazul orificiilor. În majoritatea cazurilor întâlnite în practică, c' variază între 0,95 și 0,995.

Așadar, randamentul de descărcare al unui tub Venturi este aproape 100%. Valoarea exactă a lui c' este, ca și în cazul orificiilor, în funcție de raportul $r = d/D$ și de numărul lui Reynolds, $Re = Dw\gamma/\eta g$. În tuburile Venturi însă,

influența lui r este mult diminuată, iar pentru valori ale lui Re superioare lui 10^4 , c' devine independent de r și depășește 0,95, tinzând asimptotic spre 1,00. Curbele din fig. 32 reprezintă variația lui c' cu r și Re pentru tuburi Venturi.

Pentru a obține aceste rezultate la construirea tuburilor Venturi, trebuie să se respecte anumite prescripții: 1) unghiul de convergență al tubului să fie de $25-40^\circ$, iar cel de divergență să nu depășească 7° ; 2) diametrul gâtului, care servește drept orificiu, se construiește între $1/2$ și $1/4$ din acela al conductei; 3) lungimea gâtului este de obicei $1/2D$ și poate varia până la D ; 4) interiorul

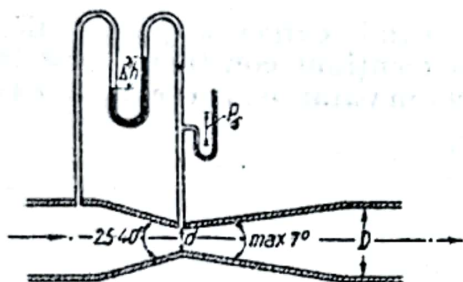


Fig. 31. Tub Venturi.

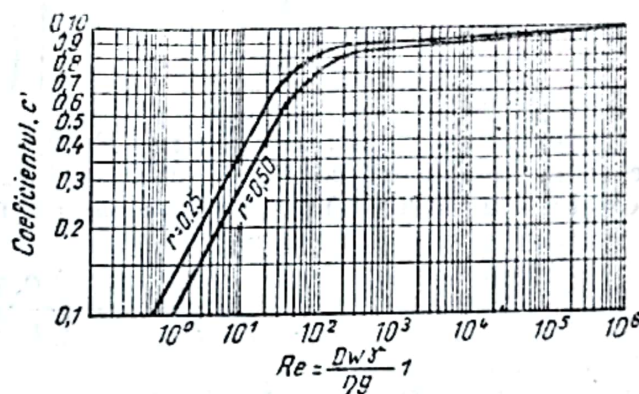


Fig. 32. Variația lui c' cu Re și r pentru tuburi Venturi.

tubului trebuie să fie neted pentru ca să se evite pe cât posibil frecarea. Uneori interiorul tubului se căptușește cu alamă.

Erorile rezultate prin folosirea tuburilor Venturi la calculul debitului sunt, în general, sub 1%. Precizia determinărilor obținute cu tubul Venturi compensează desavantajul dimensiunilor aparatului și face să fie folosit adeseori la măsurarea debitelor gazelor și al lichidelor. Rezultatele obținute cu lichide viscoase sunt nesatisfăcătoare.

5. Curgerea isotermă și curgerea adiabatică prin orificii

Ecuatiile de mai sus, pentru calculul vitezei și al debitului fluidelor, sunt valabile când curgerea se produce isoterm. Ieșirea gazelor din strangulări ale secțiunii este însă asociată cu variații de temperatură, din cauza detentei brusce. Efectul de temperatură se accentuează pe măsură ce scade raportul dintre presiunea statică a gazului la orificiu față de aceea dinaintea lui P_2/P_1 . Pentru strangulări importante ale secțiunii ($r < 0,2$), viteza dinaintea orificiului (w_1) devine neglijabilă față de aceea dela orificiu, iar curgerea poate fi considerată că se produce adiabatic. Eliminând din ecuația (45) pe w , cu ajutorul relației de stare adiabatică $Pv^k = \text{const}$ (unde $k = c_p/c_v$) și integrând, se va obține pentru viteză, formula:

$$w_2 = c' \sqrt{\frac{2gP_1}{\gamma_1} \frac{k}{k-1} \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}, \quad (63)$$

unde c' este coeficientul de viteză al orificiului.

Debitul gravimetric q , în kgf/s, se obține înmulțind viteza cu suprafața secțiunii A_2 și cu greutatea specifică γ_2 . Ținând seamă că :

$$\frac{\gamma_2}{\gamma_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{k}},$$

se deduce cu ajutorul ecuației (63), relația generală a debitului în cazul curgerii adiabactice :

$$G = c' A_2 \sqrt{2g P_1 \gamma_1 \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}. \quad (64)$$

Debitul va fi minim pentru $P_2/P_1 = 1$, când curgerea prin orificiu este nulă. Pe măsură ce P_2/P_1 scade — P_1 fiind menținut constant — debitul va crește, atingând valoarea limită, când expresia din paranteză în ecuația (64) :

$$\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k+1}{k}}$$

devine maximă. Valoarea lui P_2/P_1 corespunzătoare debitului maxim se numește valoarea „critică”. Pentru a obține această valoare, se egalează cu zero derivata expresiei de mai sus :

$$\frac{2}{k} \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{2}{k}-1} - \frac{k+1}{k} \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k+1}{k}-1} = 0$$

și se face explicită în raport cu $\left(\frac{P_2}{P_1} \right)_{crit}$

$$\left(\frac{P_2}{P_1} \right)_{crit} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}.$$

Raportul critic al presiunilor este deci caracteristic fiecărui gaz.

Substituind valoarea lui (P_2/P_1) în relația (63), se obține :

$$w_{2max} = c' \sqrt{\frac{2g P_1}{\gamma_1} \cdot \frac{k}{k+1}}. \quad (65)$$

Înmulțind w_{2max} cu suprafața secțiunii orificiului și cu :

$$\gamma_2 = \gamma_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)_{crit}^{\frac{1}{k}}$$

se obține debitul gravimetric maxim :

$$G_{max} = c' A_2 \sqrt{gk P_1 \gamma_1 \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}}. \quad (66)$$

În sensul de mai sus, ar fi dată și posibilitatea ca viteza gazului în orificiu (w_2), după ce a atins maximum, corespunzător lui $(P_2/P_1)_{crit}$, să scadă cu reducerea raportului (P_2/P_1) sub valoarea critică. Acest fapt nu este însă confirmat experimental; viteza rămâne constantă la valoarea maximă, definită de ecuația (65), în toate cazurile în care:

$$\frac{P_2}{P_1} \leq \left(\frac{P_2}{P_1} \right)_{crit}$$

De altă parte, faptul că viteza gazului nu mai crește cu micșorarea lui P_2/P_1 sub $(P_2/P_1)_{crit}$, poate fi explicat prin observația că, până aproape de raportul critic al presiunii, valoarea presiunii în orificiu și aceea după orificiu, sunt aproape egale, dar, cu micșorarea acesteia din urmă, presiunea în orificiu rămâne constantă, ceea ce antrenează și constanța vitezei. În acest domeniu, viteza liniară a gazului prin orificiu atingând valoarea vitezei de propagare a sunetului, cele două secțiuni, amonte și aval de orificiu, rămân oarecum izolate între ele, rezultatul final fiind că nici creșterea lui P_1 , nici scăderea presiunii după orificiu, nu vor putea influența viteza la orificiu (w_2), care astfel rămâne constantă la valoarea maximă (65).

Greutatea specifică și presiunea gazelor (ideale) variind direct proporțional, rezultă, din ecuația (65), că viteza maximă, pentru un anumit gaz, este independentă de presiune. Concluzia aceasta, valabilă și pentru debitul volumetric, nu se menține pentru debitul gravimetric, cum rezultă clar din ecuația (66).

Notând cu M greutatea moleculară a gazului, se obține relația:

$$\gamma_1 = \frac{M}{22,4} \frac{273}{T_1} \frac{P_1}{10\,330},$$

care, înlocuită în ecuația (66), dă:

$$G'_{max} = 0,0343 c' A_2 P_1 \sqrt{\frac{Mgk}{T_1} \cdot \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}}. \quad (67)$$

Pentru aer, $k = 1,4$ și $M = 28,8$. Înlocuind aceste valori în relația (55), se obține:

$$G'_{max} = \frac{0,40 c A_2 P_1}{\sqrt{T_1}}, \quad (68)$$

cu condiția ca $P_2/P_1 < 0,53$, adică presiunea absolută după orificiu să fie cel mult 53% din aceea dinaintea lui.

În cazul aburului saturant, $k = 1,135$ (abur supraîncălzit $k = 1,3$). De aici rezultă raportul critic $(P_2/P_1)_{crit} = 0,56$. Pentru aburul saturant, k este aproximativ invers proporțional cu T , așa încât k/T rămâne practic constant. Cu această simplificare, ecuația debitului maxim devine:

$$G'_{max} = \frac{c' A_2 P_1}{70}. \quad (69)$$

TEVI ȘI CONDUCTE

În industria chimică se întrebuintează țevi și conducte fabricate din diverse materiale metalice și nemetalice. Natura și calitatea materialului întrebuintat sunt determinate de condițiile de lucru, adică de temperatură, presiune și acțiunea chimică — corozivitatea — a fluidului sau a mediului înconjurător asupra materialului țevii.

Dintre țevile metalice, mai des întrebuintate sunt cele de oțel carbon și fontă, apoi cele de alamă, aluminiu și plumb. În condiții de solicitări severe (temperatură și presiune ridicate sau acțiuni puternic corozive) se întrebuintează țevi fabricate din oțeluri aliate cu crom, nichel și molibden. Sortimentul mai obișnuit al țevilor cu crom conține 12, 18 și 25% Cr, iar al acelor cu crom-nichel, conține 18% Cr, 8% Ni sau 25% Cr, 12% Ni sau 25% Cr, 20% Ni. Dintre aliajele cu o rezistență specială la corозиune se întrebuintează pentru țevi și fontele cu un conținut ridicat în siliciu. Astfel, țevile fabricate dintr'un aliaj cu circa 15% Si și 0,8% C, rezistă la acțiunea acizilor sulfurici și azotici în orice concentrație și la orice temperatură. Adăugirea unui procent ridicat de molibden în fonte silicioase permite obținerea unor aliaje care rezistă acțiunii acidului clorhidric.

Între materialele neferoase întrebuintate la fabricarea conductelor, sunt: cimentul și bazaltul (canalizări), porțelanul, sticla, masele plastice, cauciucul și lemnul. În unele cazuri se întrebuintează țevi metalice care se protejează în interior sau la exterior printr'un strat de ciment, porțelan, email, cauciuc, etc. Tuburile de sticlă se construiesc cu diametre până la 4" și pentru presiuni de lucru până la 40 at (pentru diametre de 1" și lungimi de 0,75 m). Țevile de oțel protejate cu sticlă în interior pot fi întrebuintate până la temperaturi de 300°C și presiuni de 8 at. Pentru țevile de porțelan, condițiile de lucru sunt de obicei limitate la temperatura de 200°C și presiunea de 4—5 at. Tuburile de cauciuc se fabrică pentru presiuni de lucru până la 6 at și pentru temperatura de 50°C. Conductele metalice căptușite cu lemn sunt bune pentru presiuni până la 15 at și pentru temperatura de 80°C.

Țevile metalice întrebuintate în industria chimică și care constituie obiectul unor Standarde de Stat sunt date în tabela 6.

Tabela 6

Țevi metalice folosite în industria chimică *)

I. Țevi de oțel fără sudură

1. Țevi pentru construcții

Condiții generale	STAS 405-49
a) Dimensiuni tip 00	STAS 507-49
b) Dimensiuni — 35	STAS 517-49
c) Dimensiuni — 45	STAS 518-49
d) Dimensiuni — 55	STAS 519-49

2. Țevi obișnuite pentru instalații

Generalități	STAS 403-49
a) Țevi obișnuite pentru instalații (apă și gaz)	STAS 441-49
b) Țevi obișnuite îngroșate pentru instalații (apă, gaz, abur)	STAS 442-49

(*) Pentru conductele folosite în industria chimică sovietică se va consulta Manualul mecanicului din industria chimică, Goshimizdat, 1950.

3. Tevi trase la rece
Condiții generale STAS 527-49
a) Tevi obișnuite, dimensiuni STAS 528-49
b) Tevi de precizie, dimensiuni STAS 529-49
c) Tevi de înaltă precizie, dimensiuni STAS 530-49
4. Tevi de conducte pentru industria petrolieră
Condiții generale STAS 715-49
Dimensiuni și filet STAS 716-49

II. Semifabricate de alamă

- Tevi rotunde, trase din alamă STAS 521-49
Tevi pentru condensatoare STAS 522-51

III. Semifabricate de cupru

- Tevi rotunde, trase din cupru STAS 523-49

IV. Semifabricate de aluminiu

- Tevi rotunde, trase din aluminiu STAS 524-49

V. Semifabricate de plumb

- Tevi de plumb. Condiții speciale STAS 671-51

VI. Tuburi de fontă

1. Conducte pentru canalizări
a) Tuburi și piese de fontă; clasificare și condiții generale STAS 1515-50
b) Tuburi de scurgere, dimensiuni STAS 1693-50
2. Conducte de presiune
Tuburi și piese de legătură de fontă; condiții generale . . STAS 1650-50
Tuburi și piese de legături de fontă; clasificare STAS 1673-50
a) Tuburi de fontă cu mufe STAS 1674-50
b) Tuburi de fontă cu flanșe STAS 1657-50

În cele ce urmează se vor da unele dintre caracteristicile principale ale țevilor metalice, extrase din STAS-uri. Pentru informații complete se vor consulta STAS-urile respective.

I. TEVI DE OȚEL FĂRĂ SUDURĂ

TEVI PENTRU CONSTRUCȚII

(Condiții generale STAS 405-49)

Din această categorie fac parte țevile fără sudură, de oțel carbon, destinate construcțiilor de cazane, instalațiilor industriale, etc. După calitatea oțelului și după regimul de lucru, aceste țevi se împart în două categorii și în mai multe calități.

Tevi obișnuite, pentru construcții, fără prescripții de calitate tip 00, pentru presiuni de regim dela 1 la 25 kgf/cm² și temperatura până la 300 °C (STAS 507-49);

Tevi de calitate pentru construcții, cu prescripții de calitate:

Calitatea	Rezistența la tracțiune kgf/cm ²	STAS	Condițiile limită de regim	
			Presiune kgf/cm ²	Temperatura °C
35	36	517-49	30—100	300...400
45	45	518-49	40—100	300...400
55	55	519-49	50—100	300...400

Tevele pentru construcții se livrează în lungimi fixe, prescrise în limitele lungimilor normale, care sunt :

3-7 m pentru diametre exterioare până la 51 mm

4-7 m pentru diametre exterioare peste 51 mm

Tabela 7

Teve pentru construcție

a) Teve obișnuite pentru construcții tip 00 (STAS 507-49)

Diametrul		Grosimea peretelui mm	Greutatea kgf/m	Diametrul		Grosimea peretelui mm	Greutatea kgf/m
nominal mm	exterior mm			nominal mm	exterior mm		
4	8	1,5	0,240	40	44,5	2,5	2,59
6	10	1,5	0,314	50	57	2,75	3,68
8	12	1,5	0,388	70	76	3	5,40
10	14	2	0,592	80	89	3,25	6,87
15	18	2	0,789	100	108	3,75	9,64
20	25	2	1,13	125	133	4	12,7
25	30	2,5	1,70	150	159	4,5	17,2
32	38	2,5	2,19				

b) Teve de calitate pentru construcții tip 35 (STAS 517-49)

Diametrul		Presiunea nominală, kgf/cm ²			
nominal mm	exterior mm	50		100	
		Grosimea peretelui mm	Greutatea kgf/m	Grosimea peretelui mm	Greutatea kgf/m
4	8	1,5	0,240	2	0,296
8	12	1,5	0,388	2	0,493
15	18	2	0,789	2,5	0,959
20	25	2	1,13	2,5	1,39
32	38	2,5	2,19	3	2,59
50	57	2,75	3,68	4,5	5,83
70	76	3,5	6,26	5,5	9,56
100	108	4,5	11,5	7	17,4
150	159	6	22,6	10	36,7

Pentru aceste țevi presiunile de regim și temperaturile maxime admise sunt :

		Presiunea nominală, kgf/cm ²			
		50		100	
		Presiunea kgf/cm ²	Temperatura °C	Presiunea kgf/cm ²	Temperatura °C
Regim I		50	120	100	120
Regim II		40	300	80	300
Regim III		32	400	64	400

c) Țevi de calitate pentru construcții tip 45 (STAS 518-49)

Diametrul		Presiunea nominală, kgf/cm ²			
nominal mm	exterior mm	64		100	
		Grosimea peretelui mm	Greutatea kgf/m	Grosimea peretelui mm	Greutatea kgf/m
4	8	1,5	0,24	2	0,296
8	12	1,5	0,388	2	0,493
15	18	2	0,789	2,5	0,956
20	25	2	1,13	2,5	1,390
32	38	2,5	2,19	3	2,59
50	57	2,75	3,68	3,5	4,62
70	76	3,5	6,26	4,5	7,93
100	108	4,5	11,5	6	15,1
150	159	6	22,6	8	29,8

Pentru aceste țevi presiunile de regim și temperaturile maxime admise sunt :

	Presiunea nominală, kgf/cm ²			
	64		100	
	Presiunea kgf/cm ²	Temperatura °C	Presiunea kgf/cm ²	Temperatura °C
Regim I	64	120	100	120
Regim II	50	300	84	300
Regim III	40	400	50	400

d) Țevi de calitate pentru construcții tip 55 (STAS 519-49)

Diametrul		Presiunea nominală, kgf/cm ²			
nominal mm	exterior mm	80		100	
		Grosimea peretelui mm	Greutatea kgf/m	Grosimea peretelui mm	Greutatea kgf/m
4	8	1,50	0,240	2	0,296
8	12	1,50	0,388	2	0,493
15	18	2	0,789	2,5	0,956
20	25	2	1,13	2,5	1,39
32	38	2,50	2,19	3	2,59
50	57	2,75	3,68	3	4,00
70	76	3,50	6,26	4,0	7,10
100	108	4,50	11,50	5	12,70
150	159	6	22,60	7	26,20

Pentru aceste țevi presiunile de regim și temperaturile maxime admise sunt :

	Presiunea nominală, kgf/cm ²			
	80		100	
	Presiunea kgf/cm ²	Temperatura °C	Presiunea kgf/cm ²	Temperatura °C
Regim I	80	120	100	120
Regim II	64	300	80	300
Regim III	50	400	64	400

2. ȚEVI OBIȘNUITE PENTRU INSTALAȚII

(Condiții generale STAS 403-49)

Sunt țevi fără sudură, de oțel carbon, negre sau zincate, cu capetele netede sau filetate și cu o mufă înșurubată la unul dintre capete.

După modul de întrebuințare și după dimensiunile de execuție aceste țevi se împart în : a) țevi obișnuite, pentru instalații (apă și gaz), și b) țevi obișnuite, îngroșate pentru instalații (apă, gaz și abur).

Țevile se livrează în lungimi prescrise în limitele lungimilor normale care sunt de 3—7 m, pentru diametrele nominale până la 1½" (40 mm) și de 4—7 m, pentru diametrele nominale de 2—6" (50—150 mm).

Tabela 8

Țevi obișnuite pentru instalații

a) Țevi obișnuite pentru instalații (dimensiuni pentru instalații de apă și de gaz)
(STAS 441-49)

Diametrul nominal		Teava		Greutatea țevii	
Țoli	mm	Diametru exterior mm	Grosimea peretelui mm	Nefiletată kgf/m	Cu mufă înșurubată kgf/m
1/4	8	13,25	2,25	0,610	0,616
3/8	10	16,75	2,25	0,805	0,813
1/2	15	21,25	2,75	1,25	1,26
3/4	20	26,75	2,75	1,63	1,65
1	25	33,5	3,25	2,42	2,45
1½	40	48,25	3,50	3,86	3,93
2	50	60	3,75	5,20	5,31
3	80	88,25	4,00	8,31	9,54
4	100	113,5	4,25	11,5	11,9
5	125	139	4,50	14,9	15,6
6	150	164,5	4,50	17,8	18,7

b) Țevi obișnuite, îngroșate, pentru instalații (dimensiuni pentru instalații de apă, de gaz și de abur) (STAS 442-49)

Diametrul nominal		Țeava		Greutatea țevii, kgf/m	
Țoli	mm	Diametru exterior mm	Grosimea peretelui mm	Nefiletată	Cu mufă îngurubată
1/4	8	13,25	2,75	0,712	0,721
3/8	10	16,75	2,75	0,949	0,961
1/2	15	21,25	3,25	1,44	1,46
3/4	20	26,75	3,5	2,01	2,04
1	25	33,5	4	2,91	2,96
1 1/2	40	48,25	4,25	4,61	4,70
2	50	60	4,5	6,16	6,32
3	80	88,25	4,75	9,78	10,1
4	100	113,5	5	13,4	13,9
5	125	139	5,5	18,1	18,8
6	150	164,5	5,5	21,6	22,5

3. ȚEVI TRASE LA RECE (Condiții generale STAS 527-49)

Acest standard se referă la țevile fără sudură cu grosimi mici ale peretelui sau cu diametre exterioare mici, care se împart în trei categorii: a) țevi obișnuite, trase la rece; b) țevi de presiune, trase la rece, și c) țevi de înaltă precizie, trase la rece.

Se livrează în calitățile 35, 45, 55 și 65; cifrele indică diferența minimă la tracțiune, în kgf/mm². Țevile sunt fabricate de obicei din oțel carbon; când sunt destinate unor scopuri speciale, se fabrică din alte oțeluri. Ca execuție tehnică, țevile sunt trase fără tratament termic sau sunt supuse unui tratament termic de recoacere. Țevile se livrează în lungimile cerute în limitele lungimilor normale care sunt de 2—7m.

Tabela 9

Țevi trase la rece

a) Țevi obișnuite, trase la rece; (dimensiuni conform STAS 528-49)

Țevile recoapte se livrează în dimensiuni care au raportul grosimea peretelui/diametrul exterior până la 1/60 și anume dela 1/40 la 1/60, dela 1/20 la 1/40 și peste 1/20. În tabela următoare se dau câteva dimensiuni pentru acest din urmă tip (peste 1/20).

acest din urma tip (peste 1/20).

Diametrul exterior	Grosimea peretelui		Țevi recoapte		Diametrul exterior	Grosimea peretelui		Țevi recoapte	
			Grosimea peretelui / diametrul exterior peste 1/20					Grosimea peretelui diametrul exterior peste 1/20	
	dela mm	până la mm	dela mm	până la mm		dela mm	până la mm		
4	0,5	0,6	0,5	0,6	40	0,5	7,0	2	7
5	0,5	1,0	0,5	1	50	1	7,0	2,5	7
10	0,5	2,5	0,5	2,5	65	1	10	3,25	10
15	0,5	3,0	0,75	3	80	1	10	4	10
20	0,5	5,0	1	5	100	2	10	5,00	10
25	0,5	5,0	1,25	5	110	2	10	5,50	10
30	0,5	6,0	1,5	6					

an. 1899/2

Tabela 2 (urmare)

b) *Țevi de precizie, trase la rece (dimensiuni conform STAS 529-49)*

Diametrul exterior mm	Grosimea peretelui mm	Diametrul interior mm	Diametrul exterior mm	Grosimea peretelui mm	Diametrul interior mm
4	0,5	3	40	0,5 3 6	39 34 28
5	0,5 0,75 1,0	4 3,5 3	50	1 3,5 6	48 43 38
10	0,5 1,0 2,5	9 8 5	65	1 5 10	63 55 45
15	0,5 1,5 3	14 12 9	80	1 5 10	78 70 60
20	0,5 2,5 5	19 15 10	100	2 5 10	96 90 80
25	0,5 2,5 5	24 20 15	120	2 5 10	116 110 100
30	0,5 3 6	29 24 18			

c) *Țevi de înaltă precizie, trase la rece (dimensiuni conform STAS 530-49)*

Diametrul exterior mm	Grosimea peretelui mm	Diametrul interior mm	Diametrul exterior mm	Grosimea peretelui mm	Diametrul interior mm
4	0,5 0,75	3 2,5	40	0,5 3,5 7	39 33 26
5	0,5 0,75 1,0	4 3,5 3	50	1 3,5 7	48 43 36
10	0,5 1,5 2,5	9 7 5	65	1 5 10	63 55 45
15	0,5 1,5 3	14 12 9			

Tabela 9 (urmăre)

Diametrul exterior mm	Grosimea peretelui mm	Diametrul interior mm	Diametrul exterior mm	Grosimea peretelui mm	Diametrul interior mm
20	$\begin{cases} 0,5 \\ 2,5 \\ 5 \end{cases}$	$\begin{cases} 19 \\ 15 \\ 10 \end{cases}$	80	$\begin{cases} 1 \\ 5 \\ 10 \end{cases}$	$\begin{cases} 78 \\ 70 \\ 60 \end{cases}$
25	$\begin{cases} 0,5 \\ 3 \\ 5 \end{cases}$	$\begin{cases} 24 \\ 19 \\ 15 \end{cases}$	100	$\begin{cases} 2 \\ 5 \\ 10 \end{cases}$	$\begin{cases} 96 \\ 90 \\ 80 \end{cases}$
30	$\begin{cases} 0,5 \\ 3 \\ 6 \end{cases}$	$\begin{cases} 29 \\ 24 \\ 18 \end{cases}$	120	$\begin{cases} 2 \\ 5 \\ 10 \end{cases}$	$\begin{cases} 116 \\ 110 \\ 100 \end{cases}$

4. ȚEVI DE CONDUCTE PENTRU INDUSTRIA PETROLIERĂ (Condiții generale STAS 715-49)

Aceste țevi se fabrică în calitățile 35, 55 și 65, cu caracteristicile chimice și mecanice din tabela următoare :

Calitatea Țevilor	Rezistența la tracțiune kgf/mm ²	Limite, minime de curgere kgf/mm ²	Alungirea minimă la rupere %		Conținut %		
			δ_5	δ_{10}	Carbon	Fosfor	Sulf
35	35 la 45	23	25	20	0,26	0,04	0,06
55	55 la 65	30	17	14	—	0,04	0,06
65	65 la 80	35	12	10	—	0,04	0,06

Țevile de conductă de livreează cu capetele netede sau cu filet la ambele capete, având o mufă înșurubată la unul dintre capete.

Lungimile normale de livrare sunt :

3—7 m pentru diametri nominali de $\frac{1}{2}$ — $1\frac{1}{2}$ "

4—9 m pentru diametri nominali de 2 — 3"

7—11 m pentru diametri nominali de 4 — 6"

La recepție, aceste țevi se încearcă la presiunea interioară :

$$P = \frac{2\sigma_a g}{d_1} \quad (70)$$

unde :

P este presiunea de încercare, în kgf/cm²;

σ_a — tensiunea admisibilă, în kgf/cm²;

g — grosimea peretelui, în cm;

d_1 — diametrul exterior, în cm.

Tensiunile admisibile σ_a corespunzătoare celor trei calități de țevi de conductă sunt :

1 150 kgf/cm² pentru calitatea 35 ;

1 500 kgf/cm² pentru calitatea 55 ;

1 750 kgf/cm² pentru calitatea 65.

Presiunile de încercare se limitează la :

70 kgf/cm² pentru țevile cu dimensiunea nominală 1"

125 kgf/cm² pentru țevile cu dimensiunea nominală până la 2 1/2" ;

175 kgf/cm² pentru țevile cu dimensiunea nominală mai mare decât 2 1/2".

Tabela 10

Țevi de conducte pentru industria petrolieră
(dimensiuni conform STAS 716-49)

Diametrul nominal		Grosimea peretelui mm	Diametrul exterior mm	Diametrul interior mm	Greutatea, kgf/m		Presiunea de încercare pentru calitățile kgf/cm ²		
țoli	mm				Țevi ne-filetate	Țevi cu mufă înșurubată	35	55	65
1/4	8	2,25	13,25	8,75	0,61	0,618	70	70	70
3/8	10	2,25	16,75	12,25	0,81	0,817	70	70	70
1/2	15	2,75	21,25	15,75	1,25	1,270	70	70	70
3/4	20	2,75	26,75	21,25	1,63	1,660	70	70	70
1	25	{ 3,25 4,50	33,50	27,00 24,50	2,42 3,22	2,470 3,270	70	70	70
1 1/2	40	3,50	48,25	41,25	3,86	3,960	125	125	125
2	50	{ 3,75 4,50	60,00	52,50 51,00	5,20 6,16	5,350 6,310	125	125	125
3	80	{ 4,75 6,00	88,25	78,75 76,25	9,78 12,20	10,100 12,500	115	145	175
4	100	{ 5,00 6,00 7,50	113,50	103,50 101,50 98,50	13,40 15,90 19,60	13,800 16,300 20,000	95	120	150
5	125	{ 5,00 7,00	139,00	129,00 125,00	16,50 22,80	17,200 23,400	75	95	125
6	150	{ 5,50 7,50	164,50	153,50 149,50	21,60 29,00	22,200 29,700	70	90	115
							95	125	160

II. SEMIFABRICATE DE ALAMĂ

1. ȚEVI ROTUNDE, TRASE DIN ALAMĂ

(STAS 521-49)

Sunt țevi fără sudură, trase pentru întrebuințări diverse. Se fabrică din aliaje de cupru-zinc Am60 și Am63 (STAS 95-49), în calitatea moale („m”) și jumătate tare („1/2 t”).

Țevile se încercă la o presiune hidrolică interioară de :

$$P = 1\,100 \, g/d \, \text{kgf/cm}^2$$

cu condiția ca P să fie sub 50 kgf/cm² ;

g este grosimea peretelui, în mm ;

d — diametrul interior al țevii, în mm.

Țevi rotunde, din alamă

Tabela 11

Diametrul exterior mm	Diametrul interior mm				Diametrul exterior mm	Diametrul interior mm		
3	2				25	22	21	19
4	3				30	27	26	24
5	4				40		36	
10	9	7			50		46	44
15	14	12	11	9	60		56	54
20		17	16	14	70		66	64

Greutatea acestor țevi se calculează luând greutatea specifică a alamei egală cu $8,5 \text{ kgf/dm}^3$. Țevile de alamă se livrează în lungimi de fabricație dela 1 până la 6 m. Toleranța abaterilor dela grosimea peretelui este de $\pm 10\%$.

2. ȚEVI PENTRU CONDENSATOARE (STAS 522-51)

Se întrebuintează la condensatoare și la schimbătoare de căldură în industria chimică. Se livrează într'un singur grad de duritate și anume jumătate tare („1/2t”) și în lungimi fixe.

Alamele din care se fabrică sunt specificate în STAS 95-49 : Am63, pentru țevi care lucrează în medii lipsite de cloruri și de acid clorhidric ; Am-Sb și Am-Sn, pentru țevi care lucrează în medii de cloruri și de acid clorhidric. Compoziția chimică :

	Cupru %	Zinc %	Stibiu %	Staniu %
Am 63	$63 \pm 1,5$	35—38	—	—
Am $\times$ Sb	64 ± 1	35—37	0,01—0,1	—
Am $\times$ Sn	70 ± 3	26—32	—	0,9—1,2

Țevile trebuie să reziste la o presiune hidrolică interioară de $P = 1100 \text{ g/d kgf/cm}^2$ (unde g este grosimea peretelui și d — diametrul interior al țevii) cu condiția ca $P < 50 \text{ kgf/cm}^2$. În tabela 19 se dau diametri exteriori și interiori. Limita admisă a abaterii la grosime este de $\pm 10\%$.

Greutatea se calculează luând greutatea specifică a materialului egală cu $8,5 \text{ kgf/cm}^3$.

Tipuri de țevi pentru condensatoare

Tabela 12

Diametrul exterior mm	Diametrul interior mm				Diametrul exterior mm	Diametrul interior mm		
16	14	13	12	11	26	24		
18	16	15			28	26	24	22
19	17	16	15	14	30	28		
22	20			17	32	30	28	26
24	22	21			38		33	32
25	23	22	21	20				

III. SEMIFABRICATE DE CUPRU

1. ȚEVI ROTUNDE, TRASE DIN CUPRU (STAS 523-49)

Acestea sunt țevi trase din cupru, fără sudură, cu diametrul exterior de 5–80 mm și cu grosimea de 0,5–80 mm.

Țevile se fabrică în gradul de duritate moale (recoapte), jumătate tare și tare, din cupru, conform STAS 270-49. Greutatea teoretică a țăvilor se calculează cu greutatea specifică de 8,9 kgf/dm³. Țevile de cupru se livrează în lungimi de 2–6 m. Ele trebuie să reziste (timp de 30 s) la o presiune hidraulică interioară de 50 kgf/cm².

Tabela 13

Tipuri de țevi rotunde, trase din cupru

Diametrul exterior mm	Diametrul interior Toleranța abaterilor dela grosimea peretelui $\pm 10\%$ mm				Diametrul exterior mm	Diametrul interior Toleranța abaterilor dela grosimea peretelui $\pm 10\%$ mm		
5	4				35			25
10	9	8	6		40	36	34	30
15		13			50	46	44	40
20		18	16	14	60	56	54	50
25				19	80		74	70

IV. SEMIFABRICATE DE ALUMINIU

1. ȚEVI ROTUNDE, TRASE DIN ALUMINIU (STAS 524-49)

Acestea sunt țevi trase din aluminiu cu puritatea de 98–99 %, pentru întrebuințări generale, și de 99,5 % pentru industria chimică.

Țevile se livrează în trei grade de duritate (moale, jumătate tare și tare). În lungimi de 2–6 m. Greutatea teoretică se calculează cu greutatea specifică de 2,7 kgf/dm³. Țevile trebuie să reziste, la încercarea hidraulică, la o presiune de 5 kgf/cm², timp de cel puțin 30 s.

Tabela 14

Tipuri de țevi rotunde, trase din aluminiu

Diametrul exterior mm	Diametrul interior mm				Diametrul exterior mm	Diametrul interior mm			
5	3				25	23	21	19	15
6	4				30	28	26	24	20
8	6				40	38	36	34	30
10	8	6			50	48	46	44	40
15	13	11	9		60		56	54	50
20	18	16	14	10	80			74	70

V. SEMIFABRICATE DE PLUMB

1. TEVI DE PLUMB
(STAS 671-51)

Tevele de plumb se fabrică prin presare și se întrebuințează, în industrie sau la instalații sanitare, sub formă de țevi de scurgere și de țevi de presiune.

Fabricarea țevelor de plumb se face din plumb de calitate Pb TcI STAS 664-49. În mod normal țevile de scurgere se livrează în lungimi de 2 m, 2,20 m și 2,50 m, iar țevile de presiune se livrează în lungimi de fabricație.

Tipuri de țevi de plumb

Tabela 15

a) Țevi de scurgere

Diametrul nominal		Grosimea peretelui mm	Greutatea teoretică kgf/m	Presiunea de regim kgf/cm ²
interior mm	exterior mm			
30	34	2	2,3	3
40	44	2	3,0	3
50	54	2	3,7	2
60	66	3	6,7	2
100	105	2,5	8	0,5

b) Țevi de presiune

Diametrul nominal		Grosimea peretelui mm	Greutatea teoretică kgf/m	Presiunea de regim kgf/cm ²
interior mm	exterior mm			
6	10	2	0,6	16
10	18	4	2,0	20
20	28	4	3,4	10
	30	5	4,5	12
25	33	4	4,0	8
	35	5	5,4	10
30	33	4	7,7	10
	44	7	9,2	12
40	50	5	8	6
	54	7	11,7	8
50	60	5	9,8	5
	70	10	21,4	10
60	70	5	11,6	4
	74	7	11,7	7
80	90	5	15,1	3
	100	10	32,0	6
100	110	5	19,2	2,5
	120	10	39,4	4
150	166	8	46,5	3
	170	10	57,1	4

VI. TUBURI DE FONTĂ

1. CONDUCTE PENTRU CANALIZĂRI

Tuburi și piese de fontă

(STAS 1515-50)

Se întrebuintează în rețelele de canalizări, pentru scurgerea apelor reziduale și a apelor provenite din precipitații. Sunt fabricate din fontă cenușie ordinară Fe 00, STAS 568-49. Incercarea la presiune hidraulică de maximum 0,5 kgf/cm² se face numai în cazuri speciale de acord cu producătorul. Tabela 16 conține clasificarea pieselor și STAS-urile respective.

Tabela 16

Clasificarea pieselor cu STAS-urile respective

Denumirea clasei	Denumirea piesei	Dimensiuni
Tuburi.	Tub de scurgere	STAS 1693-50
Coturi și curbe	{ Cot Curbă de etaj	STAS 1694-50
Ramificații	Ramificație { simplă dublă	STAS 1695-50
Mufe	Mufă dublă	STAS 1696-50
Reducții	Reducție.	STAS 1697-50
Piese de curățire	{ Tub de curățire cu deschidere rotundă	STAS 1861-50
Sifoane	Sifon P.S.U.	STAS 1701-50
Piese contra refulării	{ Inchizător cu sertar contra refulării	STAS R 1862-50
Alte piese	Dop	STAS 1698-50

Tabela 17

Tipuri de tuburi de scurgere

(STAS 1693-50)

Diametrul nominal	Tubul		Grosimea	Diametrul nominal	Tubul		Grosimea
	Diametrul				Diametrul		
	interior	exterior			interior	exterior	
mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm
50	53	60	3,5	125	129	137	4
70	73	80	3,5	150	152	162	5
100	104	112	4	200	204	214	5

2. CONDUCTE DE PRESIUNE, DE FONTĂ

Tuburile de presiune de fontă, cu mufă sau cu flanșe, și piesele de legătură se întrebuințează la executarea conductelor de apă sub presiune. Ele se toarnă din fontă Fc15, STAS 568-49. Greutatea lor se calculează luând greutatea specifică a materialului egală cu 7,25 kgf/m³.

Pentru greutateți, v. STAS 1650-50, iar pentru clasificare, STAS 1673-50.

Tabela 18

Tipuri de conducte de presiune de fontă a) Tuburi de fontă, cu mufă (STAS 1674-50) Presiunea nominală, 10 kgf/cm²

Diametrul		Grosimea	Lungimea
nominal mm	exterior mm		
50	66	8	3 000
80	98	9	4 000
100	118	9	4 000
150	170	10	4 000
200	222	11	4 000
250	274	12	4 000 sau 5 000
300	326	13	
400	428	14,5	
500	532	16	
600	634	17	5 000
800	842	21	
900	946	23	

b) Tuburi de fontă, cu flanșă (STAS 1675-50) Presiunea nominală, 10 kgf/cm²

Diametrul		Grosimea	Lungimea	Greutatea tubului fără flanșă
nominal mm	exterior mm			
50	66	8	2 000	10,57
80	98	9	4 000	18,24
100	118	9	4 000	22,30
150	170	10	4 000	36,40
200	222	11	4 000	52,90
250	274	12	4 000	71,60
300	326	13	4 000	92,70
400	429	14,5	4 000	132,00
500	532	16	4 000	188,00
600	634	17	4 000	239,00
800	842	21	4 000	392,00
900	946	23	4 000	484,00

1. Date practice asupra dimensionării conductelor

În practică, dimensiunea principală de determinat în construirea conductelor este diametrul, deoarece lungimea este dată direct de traseul ales între punctele de transport. În cazurile în care căderea de presiune este limitativă, se ia pentru ea valoarea maximă permisă și se calculează diametrul (minim) pentru debitul dat cu ajutorul formulelor cunoscute (17) și (18). Exemple de acest gen se întâlnesc la țevile care leagă vasele instalațiilor operând la presiuni sub sau ușor supraatmosferice, la conductele de aspirație ale pompelor, etc.

Dacă pierderea de presiune nu este hotărâtoare din motive operative, diametrul optim va fi determinat de considerente economice. Cu cât diametrul este mai mare, cu atât pierderea de presiune va fi mai mică, prețul de cost al conductei va fi mai mare, iar acela al puterii consumate pentru pompare, mai mic, — și invers.

Se dau mai jos câteva date practice pentru vitezele uzuale în conducte (cunoscând viteza, se poate calcula diametrul pentru orice debit dorit,

$$D = \sqrt[4]{4q/\pi w}.$$

a) **Conductele de abur.** Limita inferioară a vitezei (pentru datele din tabela 19) se va aplica la conductele cu diametru sub 12", iar cea superioară, la conductele cu diametrul mai mare decât 12". Pentru conductele de derivație care alimentează mașinile sau pompele de abur se vor folosi viteze de circa 5 m/s.

Tabela 19

Viteze uzuale în conducte de abur

Calitatea aburului	Presiunea kgf/cm ²	Intrebuințarea	Viteza m/s
Saturant	0 — 1,0	Încălzire (conducte scurte)	20 — 30
	> 3	Încălzire (conducte lungi)	125 — 250
Supraîncălzit . .	> 3	Diverse servicii (transport)	30 — 50
	> 15	Transport sau turbine mari	35 — 100

b) **Conducte de apă.** Vitezele inferioare se vor folosi pentru conducte cu diametru sub 6", iar cele superioare pentru conducte cu diametri mai mari.

Servicii generale, transport conducte lungi 1,0 — 2,0 m/s

Alimentarea instalațiilor (cazane de abur) conducte scurte 2,0 — 3,0 m/s

Aspirația pompelor 0,6 — 1,5 m/s

c) **Diverse.** Pentru conductele de aspirație ale pompelor, vitezele vor varia în funcție de diferența dintre temperatura de regim și aceea de fierbere a lichidului. La viteze mai mari și când lichidul se pompează la o temperatură apropiată de punctul de fierbere, aspirația pompei ar putea produce cu ușurință o subpresiune locală, care ar avea drept rezultat dezvoltarea de abur și „scăparea” pompei.

În asemenea condiții, conductele sub 4" vor fi calculate pentru viteza de 0,5 m/s, iar conductele mai largi, pentru 0,6 — 0,8 m/s.

2. Diametrul optim

Costul transportului de fluide se compune, aditiv, din următoarele elemente :

- a) valoarea amortizării și a întreținerii conductei ;
- b) valoarea amortizării și a întreținerii pompei ;
- c) costul energiei necesare pentru funcționarea pompei.

Pentru simplificarea calculului de cost al transportului de fluide, se vor considera termenii b și c de mai sus în termenul general de cost al puterii furnizate de pompă pentru a efectua transportul de fluid dorit. Se va ține seama de faptul că puterea furnizată de pompă este, pentru un traseu, debit și fluid dat, o funcție a căderii de presiune, care la rândul ei este determinată de diametru. Costul conductei va crește cu diametrul, iar costul energiei consumate pentru pompare va scădea cu mărirea diametrului. Problema se reduce deci, la calculul diametrului conductei pentru care valoarea costului anual al conductei (inclusiv întreținerea) și al puterii consumate pentru pompare, este minim.

Valoarea costului de transport al fluidului depinde de caracterul curgerii. În adevăr, relația dintre pierderea de presiune prin frecare și diametru, este diferită în zona curgerii viscoase de aceea din zona curgerii turbulente. În cele ce urmează se va analiza numai cazul curgerii turbulente.

Analizând costul conductelor de oțel obișnuite se observă că, între anumite limite, el este o funcție exponențială a diametrului. Notând :

C_d — costul unui metru liniar de conductă cu diametrul d' țoli ;

C_1 — costul unui metru liniar de conductă cu diametrul 1 țol ;

C_D — costul unui metru liniar de conductă cu diametrul D metri.

se vor obține relațiile :

$$C_d = C_1 (d')^n \text{ și } C_D = C_1 \left(\frac{100}{2,54} D \right)^n .$$

Notând, mai departe, cu :

C_a — costul anual al unui metru liniar de conductă plus anexe (ventile, etc.) ;

a — valoarea amortizării anuale, pe metru liniar, exprimată fracționar (de exemplu, pentru o conductă a cărei durată utilă este de 10 ani, $a = 1/10 = 0,1$) ;

b — valoarea întreținerii anuale, pe metru liniar, exprimată fracționar ;

c — un factor exprimat prin investiția (pe metru liniar) pentru ventile, coturi, teuri, etc., și pentru montare, raportat la costul conductei ;

rezultă ecuațiile :

$$C_a = C_D (a + b) + C_D (a + b) c ,$$

sau

$$C_a = (a + b) (1 + c) C_1 \left(\frac{100}{2,54} \right)^n D^n .$$

Puterea consumată pentru pomparea fluidului se exprimă prin produsul dintre căderea de presiune și volumul deplasat. Această relație, exactă pentru fluidele necompresibile, este afectată de erori, când se aplică gazelor. Valoarea erorii este de aproximativ 1/2 din căderea procentuală a presiunii. Astfel, de exemplu, dacă în curgerea gazului presiunea scade de la 20 până la 18 kgf/cm², ordinea de mărime a erorii, calculând puterea prin produsul dintre ΔP și

debitul volumetric va fi de $\frac{20-18}{20} \cdot 100 \cdot 1/2 = 5\%$. În majoritatea cazurilor din practică, eroarea se poate deci neglija. Notând cu C_{kW} costul unui kWh se va obține, pentru costul anual al puterii consumate spre a învinge rezistența frecării printr'un metru liniar de țevă (C_E),

$$C_E = C_{kW} \frac{\Delta P}{L} q' \frac{0,735}{75} H_r \quad (71)$$

unde :

L — este lungimea conductei pe care se produce căderea de presiune ΔP , în kgf/m²;

q' — debitul volumetric (la temperatura și presiunea de regim), în m³/s;

H_r — numărul de ore operate într'un an;

75 și 0,735 — factorii de conversiune în CP și kWh.

Substituind pe λ din formula (17) cu valoarea lui din ecuația :

$$\lambda = 0,16/Re^{0,16},$$

rezultă :

$$\Delta P = \frac{0,08 Re^{-0,16} w^2 \gamma L}{gD};$$

și înlocuind cu $Re = wD\gamma/\eta g$, se obține :

$$\Delta P = \frac{0,08 \eta^{0,16} w^{1,84} \gamma^{0,84} L}{D^{1,16} g^{0,84}}.$$

Introducând debitul :

$$w = \frac{4q'}{D^2\pi},$$

expresia căderii de presiune devine :

$$\Delta P = \frac{0,125 \eta^{0,16} q'^{1,84} \gamma^{0,84} L}{D^{4,84} g^{0,84}}.$$

Costul anual al puterii consumate spre a învinge rezistența frecării în curgerea turbulentă devine :

$$C_E = 0,00018 \frac{C_{kW} \eta^{0,16} q'^{2,84} \gamma^{0,84} H_r}{D^{4,84}} \quad (72)$$

Transportul lichidului se va face în condiții de economie maximă, când diametrul conductei va fi astfel, încât suma costului conductei și al energiei consumate cu pomparea să fie minimă.

Rezultatul se obține egalând cu zero derivata funcției ($C_E + C_a$) în raport cu diametrul :

$$\frac{d(C_E + C_a)}{dD} = 0$$

$$\frac{d(C_E + C_a)}{dD} = n(a+b)(1+c) C_1 \left(\frac{100}{2,54}\right)^n D^{n-1} -$$

$$- 0,000872 \frac{C_{kW} \eta^{0,16} q'^{2,84} \gamma^{0,84} H_r}{D^{5,84}} = 0,$$

de unde se obține ecuația generală a diametrului optim pentru curgerea turbulentă :

$$D^{n+4,84} = \frac{0,000872 C_{kW} H_r \eta^{0,16} q'^{2,84} \gamma^{0,84}}{n(a+b)(C+1)C_1 \left(\frac{100}{2,54}\right)^n} \quad (73)$$

Se iau, de exemplu, următoarele valori numerice pentru termenii referitori la cost : $n = 1,15$; $C_{kW} = 0,25$ (lei/kWh) ; $a = 10$; $b = 0,05$; $c = 0,25$; $H_r = 8\,760$ (ore/an) ; $C_1 = 10$ (lei/m). Deși acești termeni pot varia între limite destul de largi, influența lor asupra lui D nu este prea mare, deoarece de o parte ei apar atât la numărător cât și la numitor, iar de altă parte, sunt ridicați numai la puterea de aproximativ 0,2.

Introducând aceste valori în ecuația de mai sus și simplificând, se obține :

$$D = 0,240 \eta^{0,027} q'^{0,473} \gamma^{0,140}$$

Se observă influența mică a viscozității asupra lui D ; în adevăr, produsul $0,240 \eta^{0,027}$ variază de la 0,240 la 0,243 când viscozitatea crește de la 1 cP la 50 cP, deci numai cu 1,3%.

Ecuația de mai sus se poate deci simplifica :

$$D = 0,24 q'^{0,47} \gamma^{0,14}$$

Pentru o formulă analoagă a diametrului optim, în transportul gazelor prin conducte, v. Pavel D., Hidraulica teoretică și practică, Editura Tehnică, 1950, și Petcu N., Bul. I.R.E., Nr. 4, 1942.

ROBINETE

Robinetele (sau ventilele) se instalează pe conducte, pentru a opri curgerea, pentru a o regla sau pentru a permite curgerea într'un singur sens (clapete). Ele trebuie să fie astfel construite, încât, când sunt deschise, să opună o rezistență cât mai mică curgerii și să nu fie voluminoase și grele. Materialul și condițiile de fabricare ale robinetelor trebuie să fie corespunzătoare solicitărilor determinate de regimul din conductă (temperatură, presiune și corozivitate).

Caracteristicile care servesc la definirea robinetelor sunt : tipul construcției, diametrul, lungimea, temperatura de regim, presiunea de regim și materialul de construcție.

După felul construcției, robinetele se împart în următoarele tipuri : 1) robinete cu sertar (vane), (fig. 33 și 34) ; 2) robinete cu ventil, (fig. 35) ; 3) robinete cu cep, (fig. 36 și fig. 37) ; 4) clapetele (fig. 38 și fig. 39).

Pentru racordarea la conducte, robinetele sunt înzestrate cu filet sau cu flanșe.

1. Robinete cu sertar (vane)

Robinetele cu sertar se racordează la conducte de orice dimensiuni. În condiții grele de temperatură și de presiune, și pe conducte cu diametru mare, ele sunt preferate altor tipuri. Ele nu permit o reglare mai fină a debitului de curgere și, de aceea, sunt folosite de obicei complet deschise sau complet închise. Dintre construcțiile cu roată fixă și cu tijă fixă sau cu roată fixă și cu tijă ascendentă se preferă acestea din urmă, deoarece permit să se constate, dintr-o singură privire, dacă robinetul este deschis sau închis.

După construcția sertarului, robinetele se împart în robinete cu sertar paralel (fig. 33) și în robinete cu sertar-pană (fig. 34). Primele se folosesc de preferință în cazul fluidelor care conțin impurități solide sau cu acțiune corozivă importantă, iar ultimele, în cazul fluidelor lipsite de impurități solide

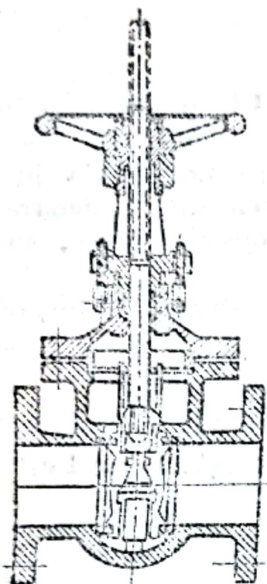


Fig. 33. Robinet cu sertar paralel.

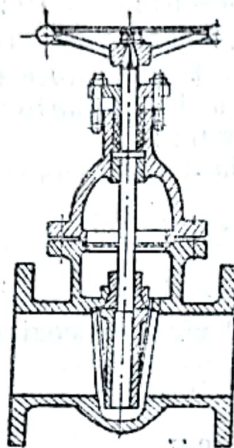


Fig. 34. Robinet cu sertar-pană.

și cu acțiune corozivă normală. Ca material de construcție se întrebuițează fonta, oțelurile obișnuite și oțelurile aliate. Robinetele de fontă se folosesc până la o presiune nominală de 10 kgf/cm² și temperaturi de 225°C. Robinetele de oțel turnat se folosesc până la o presiune nominală de 25 kgf/cm² și temperaturi până la 425°C. Pentru condiții de lucru mai grele decât cele specificate mai sus se folosesc robinete cu sertar, fabricate din oțeluri aliate. Folosirea robinetelor de oțeluri aliate este justificată sau necesară și la temperaturi și presiuni obișnuite, dar în condiții de corozivitate puternică.

În cele ce urmează se vor da unele caracteristici mai importante ale robinetelor cu sertar paralel și ale robinetelor-pană. Pentru condițiile generale, tehnice, de clasificare, etc., a acestor robinete, v. STAS 1180-50.

a) Robinet cu sertar paralel, de oțel turnat (STAS 1054-50). Aceste robinete se folosesc pentru fluide (apă, produse petroliere, gaze, abur) curate, cu impurități solide sau cu acțiune corozivă importantă, la temperaturi până la 425°C și la presiunea nominală de 25 kgf/cm².

Robinete cu sertar paralel, din oțel turnat

Tabela 20

Diametrul nominal mm	Lungimea mm	Înălțimea robinetului		Diametrul flanșei mm
		Închis mm	deschis mm	
40	240	340	385	150
50	250	365	420	165
80	280	465	530	200
100	300	525	630	235
125	325	650	780	270
150	350	730	885	300
200	400	915	1 120	360
250	450	1 095	1 350	425
300	500	1 275	1 580	485
400	600	1 670	2 075	620
500	700	1 980	2 500	730

b) Robinet cu sertar-pană de oțel turnat (STAS 1147-50). Aceste robinete se folosesc pentru fluide (apă, produse petroliere, gaze, abur) curate, fără impurități solide și cu acțiune corozivă normală, la temperaturi până la 225°C și la presiunea nominală de 25 kgf/cm².

Robinete cu sertar-pană, din oțel turnat

Tabela 21

Diametrul nominal mm	Lungimea mm	Înălțimea robinetului închis mm	Diametrul flanșei mm
40	240	290	150
50	250	300	165
80	280	365	200
100	300	435	235
125	325	545	270
150	350	580	300
200	400	680	360
250	450	815	425
300	500	900	485
400	600	1 220	620
500	700	1 420	730

Pentru robinetele cu sertar-pană, de fontă (presiunea nominală 10 kgf/cm²), v. STAS 1518-50. Pentru robinetele cu pană, pentru înaltă presiune, v. STAS 699-49.

2. Robinete cu ventil

Robinetele cu ventil se fabrică din fontă și din oțel obișnuit sau din oțel aliat. Ele se folosesc pentru lichide (apă, produse petroliere, etc.) gaze, și abur, cu temperaturi până la 525 °C și presiuni până la 250 kgf/cm². Spre deosebire de robinetele cu pană, ele permit o reglare fină a debitului de curgere.

Pentru condițiile generale de clasificare, condiții tehnice, de recepție, etc., v. STAS 1181-50.

Tabela 22

Robinete cu ventil, din oțel turnat

Diametrul nominal mm	Lungimea mm	Înălțimea robinetului deschis mm	Diametrul flanșei mm
15	130	265	95
20	150	290	105
40	200	355	150
50	230	385	165
80	310	465	200
100	350	520	235
125	400	580	270
150	480	650	300
200	600	765	360
250	730	900	425
300	850	1 040	485

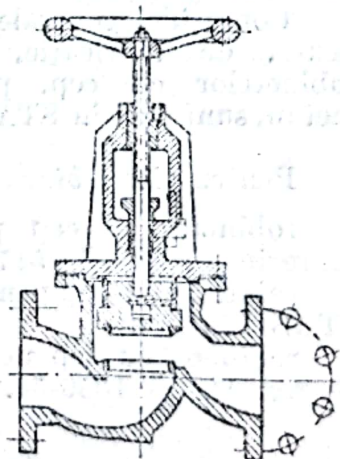


Fig. 35. Robinet cu ventil.

Robinete cu ventil din oțel turnat, cu tijă ghidată (STAS 1357-50). Aceste robinete (v. fig. 35) se folosesc pentru fluide (lichide, gaze și abur) curate sau cu impurități, la temperaturi până la 525 °C și la presiuni nominale de 25 kgf/cm². Se fabrică drepte și de colț, tabela de mai jos se dau dimensiunile robinetului drept.

3. Robinete cu cep (cana)

Se fabrică cu corpul de fontă, oțel, bronzuri, fontă și bronz. Se folosesc pentru fluide (lichide, gaze și abur) neutre, sau cu acțiune corozivă, curate sau cu impurități, până la temperaturi de 225°C și presiuni nominale până la 16 kgf/cm². Se fabrică, de asemenea, robinete cu cep cu ungere, pentru presiuni nominale de 70 și de 140 kgf/cm² (STAS 1896-50) și pentru presiuni până la 210 kgf/cm² (STAS 692-49). Robinetele cu cep se fabrică fără cutie de etanșare

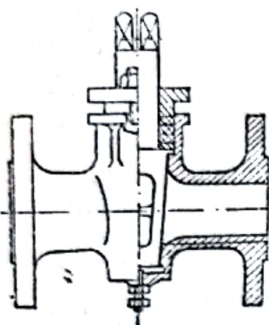


Fig. 36. Robinet cu cep, fără cutie de etanșare.

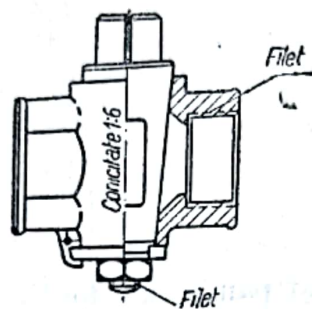


Fig. 37. Robinet cu cep, cu cutie de etanșare.

(fig. 36) și cu cutie de etanșare (fig. 37). Sunt înzestrate cu filet sau cu flanșă pentru racordare la conductă.

Pentru condiții generale de clasificare, condiții tehnice de fabricație, de recepție, etc., v. STAS 1601-50.

Tabela de mai jos cuprinde date asupra dimensiunilor robinetelor cu cep, drepte, cu cutie de etanșare — STAS 1603-50 (fig. 37).

Aceste robinete sunt înzestrate cu racorduri cu

flanșe, sunt executate din fontă și bronz sau bronz, și sunt folosite pentru fluide (lichide, gaze, abur) cu presiunea nominală de 10 kgf/cm².

Pentru aceeași categorie de robinete, dar fără cutie de etanșare, v. STAS 1602-50.

Pentru robinete cu trei căi, cu cutie de etanșare, executate din fontă și bronz, pentru presiuni până la 10 kgf/cm², v. STAS 1604-50, iar pentru aceeași categorie de robinete, dar fără cutie de etanșare, v. STAS 1605-50.

Condițiile generale de clasificare, de fabricație, etc., ale robinetelor cu cep, pentru gaz metan, sunt date în STAS 1055-50.

Pentru alte robinete cu cep, v.:

robinete cu cep pentru aer comprimat, STAS 1517-50.

robinete cu cep pentru furtun, STAS 1061-50.

robinete cu cep pentru lămpi de gaz, STAS 1059-50.

4. Clapetele

Se racordează la conducte, în filet sau flanșă, pentru a permite curgerea într'un singur sens. Dirijarea curgerii în sensul dorit se face automat. Se fabrică, de obicei, în trei categorii: clapete cu ventil (fig. 38), clapete cu valvă (fig. 39) și clapete cu bilă.

Tabela 23

Robinete cu cep

Diametrul nominal	Lungimea	Înălțimea robinetului	Diametrul flangei
mm	mm	mm	mm
15	130	88	95
20	150	100	105
25	160	112	115
30	180	125	140
40	200	150	150
50	230	172	165
65	290	205	185
80	310	235	200
100	350	275	220

Clapetele cu ventil se racordează la conducte, în poziție orizontală și cu capacul în sus, pentru ca atunci când curgerea fluidului ar tinde să se inverseze, ventilul să cadă pe locaș prin acțiunea propriei greutate, oprind astfel curgerea (de la dreapta spre stânga, în fig. 38). Clapetele cu valvă și cu bilă se montează astfel, încât, la oprirea curgerii în sensul dorit, valva sau bila să cadă pe locaș prin greutate proprie. În general, prin acțiunea clapetelor nu se poate realiza o închidere etanșă.

Clapetele se fabrică din fontă și oțel turnat, pentru lichide (apă, produse petroliere, etc.), gaze și abur, cu presiuni nominale până la 250 kgf/cm² și temperaturi până la 500°C. Pentru dimensiunile clapetelor de fontă, pentru presiuni nominale până la 16 kgf/cm², v. STAS 1516-50, iar pentru condiții generale, de clasificare, de regim, etc. a clapetelor de fontă și oțel, v. STAS 1702-50.

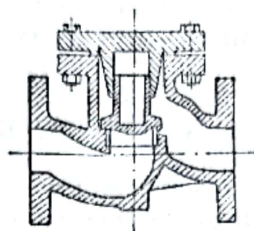


Fig. 38. Clapete cu ventil.

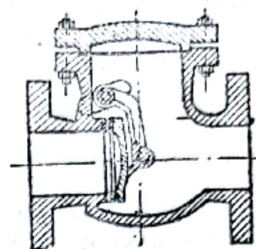


Fig. 39. Clapete cu valvă.

VII. POMPE

GENERALITĂȚI — DEFINIȚII

Circulația fluidelor prin conductele și aparatele unei instalații se face prin cădere liberă, dintr-un rezervor sau cu ajutorul pompelor. Analizând ecuația lui Bernoulli (v. secțiunea „Curgerea fluidelor”) pentru curgerea isotermă între două puncte 1 și 2 :

$$h_1 - h_2 + \frac{w_1^2}{2g} - \frac{w_2^2}{2g} + \frac{P_1}{\gamma_1} - \frac{P_2}{\gamma_2} + W - f = 0,$$

se constată, că energia pompei W poate servi la : a) ridicarea unui lichid b) mărirea vitezei fluidului ; c) mărirea presiunii fluidului ; d) învingerea frecărilor.

Deși problema transportului fluidelor este principal aceeași, atât pentru lichide, cât și pentru gaze, compresibilitatea gazelor introduce modificări importante, în teorie și practică.

Deoarece curgerea și transportul fluidelor prin conducte constituie obiectul unei alte secțiuni, se va trata aici numai despre aparatele care ajută la transportul fluidelor, aparate înglobate în noțiunea generică de pompe.

În mod obișnuit, se numesc :

- 1) *pompe* — aparatele pentru transportul lichidelor ;
- 2) *ventilatoare* — aparatele pentru transportul gazelor la presiuni în jurul celei atmosferice ;

- 3) *compresoare* — aparatele pentru comprimat gaze, la presiuni înalte;
 4) *pompe de vid* — aparatele pentru obținerea unei depresiuni, sau pentru evacuarea unui spațiu.

Această secțiune va trata numai despre aparatele dela punctul 1; celelalte sunt tratate în secțiunea următoare: „Compresoare”.

CLASIFICAREA POMPELOR

Condițiile variate în care trebuie să funcționeze o pompă, pentru a corespunde necesităților tehnice și economice specifice diferitelor cazuri, a determinat crearea unui număr foarte mare de tipuri. Criteriile de clasificare sunt multiple: după presiune, debit, natura fluidului, etc.

După criteriul constructiv — funcțional, pompele pot fi clasificate în următoarele categorii:

Dispozitive fără elemente mobile (acestea de obicei nu sunt considerate pompe); a) sifon; b) monte-jus; c) sifon cu aer comprimat (pompa Mammut, Gas-lift); d) ejectoare, injectoare, aspiratoare; e) pulsometre.

Dispozitive cu mișcări alternative: a) pompe cu piston; b) pompe cu plunger; c) pompe diferențiale; d) pompe cu piston lichid; e) pompe cu diafragmă (membrană); f) pompe de mână (Allweiler).

Dispozitive centrifuge: a) pompe centrifuge simple; b) pompe centrifuge cu stator; c) pompe cu, sau fără presetupă; d) pompe autoaspiratoare; e) pompe cu mai multe etaje; f) pompe cu împingere axială, etc.

Dispozitive rotative: a) pompe rotative, cicloidale, cu roți dințate; b) pompe cu șurub; c) roți cu cupe.

DISPOZITIVE FĂRĂ ELEMENTE MOBILE

a) **Sifonul.** Sifonul (fig. 1) este, în principiu, o țeavă îndoită cu care se poate trece un lichid, dintr'un vas într'altul, până la egalizarea nivelului. Transportul lichidului se face datorită presiunii atmosferice înconjurătoare.

Se recurge la sifoane atunci când, din cauza proprietăților chimice ale lichidului de transportat, care ar provoca coroziunea robinetelor, nu este de dorit un dispozitiv de golire la fundul rezervorului, sau în acele cazuri când trebuie scurs numai stratul superior de lichid.

Dacă se notează cu:

P_a — presiunea atmosferică, în kgf/m^2 ;

H_1 — înălțimea punctului celui mai înalt al sifonului, față de nivelul lichidului din rezervor, în m;

H_2 — înălțimea punctului celui mai înalt al sifonului, față de orificiul său de ieșire, în m;

w_1 — viteza lichidului la ridicare, în m/s;

w_2 — viteza lichidului la scurgere, în m/s;

γ — greutatea specifică a lichidului, în kgf/m^3 ;

$\Sigma \xi_1$ — suma tuturor rezistențelor pe partea ascendentă a sifonului;

$\Sigma \xi_2$ — suma tuturor rezistențelor pe partea descendentă a sifonului; atunci, pentru porțiunea ascendentă a sifonului:

$$\frac{P_a}{\gamma} = H_1 + \frac{w_1^2}{2g} + \frac{w_2^2}{2g} \Sigma \xi_1 \quad (1)$$

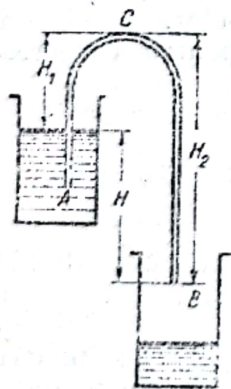


Fig. 1. Principiul sifonului.

iar pentru porțiunea descendentă :

$$H_2 + \frac{w_1^2}{2g} = \frac{P_a}{\gamma} + \frac{w_2^2}{2g} + \frac{w_2^2}{2g} \Sigma \xi_2.$$

Înlocuind pe $\frac{P_a}{\gamma}$ cu valoarea sa din (1) se obține :

$$H = H_2 - H_1 = \frac{w_2^2}{2g} + \frac{w_1^2}{2g} \Sigma \xi_1 + \frac{w_2^2}{2g} \Sigma \xi_2.$$

Considerând că practic $w_1 = w_2 = w$ și notând cu :

$$\Sigma \xi = \Sigma \xi_1 + \Sigma \xi_2,$$

atunci :

$$H = H_2 - H_1 = \frac{w^2}{2g} (1 + \Sigma \xi),$$

iar

$$w = \sqrt{\frac{H_2 - H_1}{1 + \Sigma \xi} 2g} = \sqrt{\frac{2gH}{1 + \Sigma \xi}}.$$

Din aceste relații care dau pe H în funcție de w și $\Sigma \xi$ sau pe w în funcție de H și $\Sigma \xi$ se calculează debitul de lichid Q , care trece printr'un sifon de secțiune S :

$$Q = Sw = S \sqrt{\frac{2gH}{1 + \Sigma \xi}}.$$

Deci, prin mărirea lui H , se mărește Q .

Că să poată funcționa, sifonul trebuie să îndeplinească două condiții :

1. Să fie amorsat, adică umplut cu lichid, lucru ce se poate face și cu alt lichid, dacă amestecarea lor nu dăunează. Amorsarea constituie dezavantajul principal al sifonului. În fig. 2, 3 și 4 sunt date câteva dintre construcțiile care remediază dezavantajul amorsării directe.

2. Pentru a putea funcționa, țeava sifonului trebuie să fie în permanență plină cu lichid; aceasta reclamă ca, în punctul O , presiunea din interiorul sifonului ($P = 10\,330 - H_1 \gamma$ mm col. apă) să fie tot timpul mai mare decât tensiunea de vapori a lichidului la temperatura de lucru.

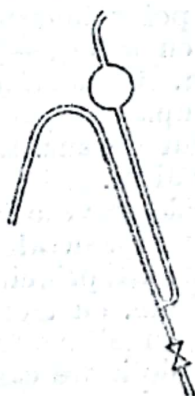


Fig. 2. Sifon cu țeavă laterală de scurgere.

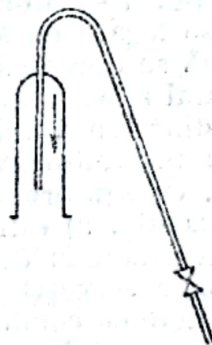


Fig. 3. Sifon cu dispozitiv de presare.

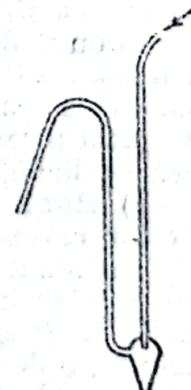


Fig. 4. Sifon cu trompă de vid.

În fig. 5 este reprezentat un sifon la care, când se apasă pe para de cauciuc *A*, se evacuează aerul din interior prin gaura *C*, iar când para se destinde, absoarbe lichid prin *C*; la a doua apăsare pe pară, lichidul absorbit va ieși atât prin *C* — în cantitate neglijabilă din cauza diametrului mic — cât și prin ramura principală a sifonului, care astfel se amorsează.

Detaliul de construcție pentru gaura *C*, prezentat în dreapta aceleiași figuri, este o soluție mai bună.

Sifonul din fig. 6 se construiește din ebonită sau din plumb și servește pentru trecerea acizilor dintr'un vas într'altul.

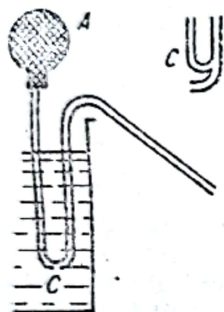


Fig. 5. Sifon cu presiune.

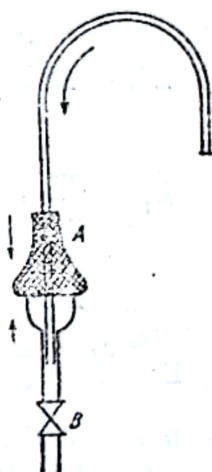


Fig. 6. Sifon cu membrană de cauciuc.

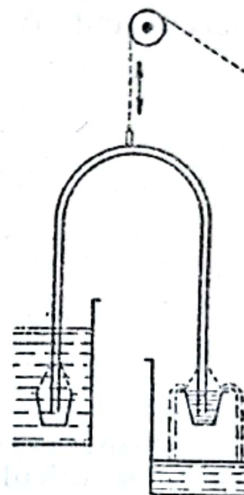


Fig. 7. Sifon cu saboți.

Se strânge membrana de cauciuc *A*, în sensul arătat de săgeți și se închide apoi robinetul *B*; prin destinderea membranei se produce o depresiune, care amorsează sifonul; se deschide apoi robinetul, pentru ca lichidul să curgă.

Sifonul din fig. 7 — sifonul cu saboți — are cele două capete afundate în două mici vase legate de sifon. Acest sifon este mereu amorsat, gata să funcționeze sau să se oprească, după cum se afundă sau se scoate din lichid, cu ajutorul lanțului și al scripetelui de sus. Este indicat, când se fac treceri dese de lichid, dintr'un vas într'altul.

b) **Monte-jus-ul.** Monte jus-urile servesc la ridicarea lichidelor, în special a celor corozive, cu ajutorul aerului sau al altui gaz comprimat.

Un monte-jus (fig. 8) este format, principal, dintr'un vas de gresie, sau de alt material rezistent la corозиune, cu trei deschideri: o deschidere cu un ventil de întoarcere servește pentru alimentarea aparatului cu lichidul de pompat, o deschidere cu conducta de ieșire care ajunge până la fundul vasului și o deschidere cu ventil de reglare și manometru, pentru introducerea aerului comprimat.

Funcționarea lui este semiautomată: vasul fiind plin cu lichid, se deschide robinetul *a*; aerul comprimat apasă asupra lui *b*, închizându-l, și asupra lichidului, ridicându-l prin *c*; când vasul s'a golit, presiunea scade, pentru că aerul poate ieși prin *c* și ventilul *b* se deschide acum dela sine, lăsând acidul să curgă din rezervor în monte-jus; când manometrul arată că presiunea scade, se închide ventilul *a*; acest ciclu de operații este apoi repetat.

Orice rezervor închis ermetic și care suportă o presiune rezultată din introducerea aerului comprimat, poate fi folosit ca monte-jus.

În cazul când, cu ajutorul monte-jus-ului trebuie transportat un lichid ai cărui vapori dau cu aerul amestecuri explozive sau ușor inflamabile (exemplu alcool, eter, benzen, etc.), în locul aerului comprimat se folosesc gaze inerte, ca bioxid de carbon, azot, etc.

Avantaje: funcționare sigură, rezistent la coroziune.

Desavantaje: funcționare intermitentă, randament foarte scăzut.

Randamentul scăzut rezultă clar din diagrama $P;V$ (fig. 9).

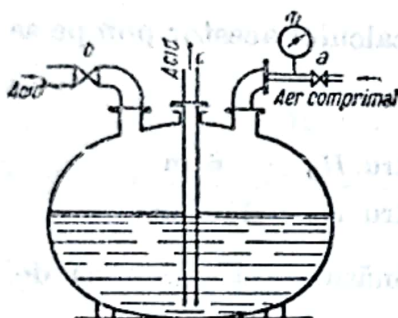


Fig. 8. Monte-jus semiautomat.

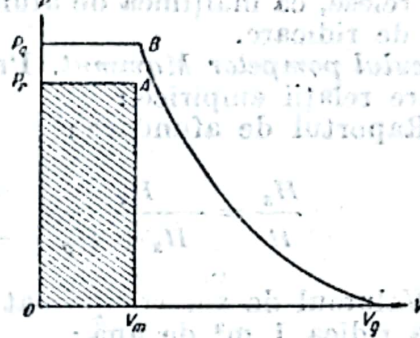


Fig. 9. Randamentul monte-jus-ului.

Suprafața hașurată OV_mAP_r reprezintă lucrul mecanic util obținut prin ridicarea unui volum de acid V_m la presiunea P_r .

Suprafața OV_gBP_g reprezintă lucrul mecanic furnizat de aerul comprimat, deoarece presiunea aerului comprimat P_g , la ieșirea din compresor, este puțin mai mare decât P_r , rămânând constantă până în B , când vasul s'a golit, după care aerul expandează după curba BV_g .

Randamentul este:

$$\eta = \frac{\text{suprafața } OV_mAP_r}{\text{suprafața } OV_gBP_g} \approx 40\%.$$

Socotind și randamentul compresorului $\approx 60\%$, rezultă un randament total $\approx 24\%$, care mai scade încă, atunci când ventilul a nu este închis la timp, lucru care, pe diagramă, apare prin deplasarea lui B spre dreapta, mărină suprafața OV_gBP_g .

Din cauza desavantajelor arătate, se tinde din ce în ce la înlocuirea monte-jus-urilor, prin pompe centrifuge construite din materiale antiacide.

c) Pompa Mammot. Această pompă servește la ridicarea lichidelor, chiar când acest a conțin materii în suspensie (nisip, noroi) sau chiar corpuri mari.

La capătul inferior al unei țevi cufundate adânc în lichidul de pompat (fig. 10), se trimite aer comprimat care, amestecându-se în bule fine în lichid formează un amestec lichid-gaz, cu greutate specifică mai mică decât a lichidului din exteriorul țevii; pe principiul vaselor comunicante, amestecul este ridicat în țeava centrală.

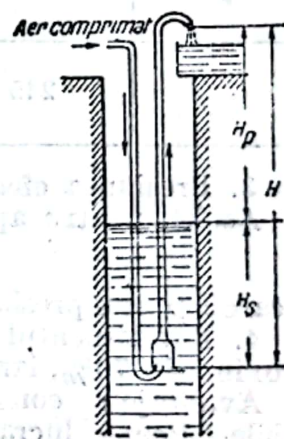


Fig. 10. Principiul pompei Mammot.

Notând cu :

H — înălțimea totală a țevii, în m ;

H_p — diferența de nivel a lichidului față de punctul de descărcare, în m ;

H_s — înălțimea de afundare, în m ;

γ_a — greutatea specifică a amestecului lichid + aer comprimat, în kgf/m^3 ;

γ_l — greutatea specifică a lichidului, în kgf/m^3 ;

și dacă se neglijează alte influențe, rezultă :

$$H\gamma_a = H_s\gamma_l = (H - H_p)\gamma_l \text{ sau : } H_s = H \frac{\gamma_a}{\gamma_l} = H_p \frac{\gamma_a}{\gamma_l - \gamma_a}$$

de unde reiese, că înălțimea de afundare este destul de mare față de înălțimea efectivă de ridicare.

Calculul pompelor Mammot. Practic, în calculul acestor pompe se folosesc următoarele relații empirice :

1. Raportul de afundare :

$$\frac{H_s}{H} = \frac{H_s}{H_s + H_p} \begin{cases} = 0,66 \text{ pentru } H_p = 6 \text{ m} \\ = 0,41 \text{ pentru } H_p = 150 \text{ m} \end{cases} \quad (2)$$

2. Volumul de aer comprimat necesar (măsurat la presiunea de 1 Atm) pentru a ridica 1 m^3 de apă :

$$V_a = \frac{19,5H_p}{C \log \frac{H_s + 10,4}{10,4}}, \quad (3)$$

unde : C este o constantă a cărei valoare este dată în funcție de H_p .
Astfel :

H_p m	3—18	18—61	61—150	150—200	200—230
C	245	233	216	185	156

3. Presiunea efectivă a aerului comprimat este în funcție de H_s .

Astfel, pentru apă :

$$p = 0,1H_s,$$

în care : p este presiunea efectivă a aerului comprimat, în kgf/cm^2 ;

4. Randamentul acestei pompe față de aerul comprimat consumat este aproximativ 70%, iar randamentul total (incluziv compresorul) este 36—50%.

Avantaje : construcția simplă lipsită de mecanisme și de piese mobile. Poate lucra la temperaturi înalte, în condiții în care funcționarea celorlalte pompe este imposibilă.

Desavantaje : necesită o stație pentru comprimarea aerului ; trebuie afundată la adâncime mare în lichid ; pentru a micșora această adâncime se instalează uneori pompe cu mai multe etaje, mărind însă astfel proporțional și consumul de aer.

Exemplu. Să se determine datele importante pentru o pompă Mammot care urmează să ridice 80 m^3 apă/h, la înălțimea de 50 m.

1	Inălțimea de ridicare H_p	50	m	Dat
2	Debitul de apă pompată Q	80	m ³ /h	Dat
3	Porțiunea de țeavă afundată H_e	68	m	Formula (2). Obs. 1
4	Lungimea totală a țevii H	118	m	(1) + (3)
5	Consumul specific de aer comprimat (la 760 mm col. Hg) V_a	4,80	m ³ /m ³	Formula (3). Obs. 2
6	Debitul aerului comprimat (la 760 mm col. Hg) . V_4	384	m ³ /h	(2)·(5)
7	Presiunea absolută a aerului comprimat la fund . p_2	9	kgf/cm ²	Obs. 3
8	Pierdere de presiune dela compresor la fund . . Δp	1	kgf/cm ²	Apreciat
9	Presiunea aerului comprimat la ieșirea din compresor p_1	10	kgf/cm ²	(7) + (8)
10	Debitul aerului la fund (9 kgf/cm ²) A_f	42,7	m ³ /h	(6)/(7)
11	Debitul volumetric al amestecului, la fund B_f	122,7	m ³ /h	(2) + (10)
12	Debitul gravimetric al amestecului la fund C_f	80 460	kgf/h	1 000·(2) + 1,2 (6)
13	Greutatea specifică a amestecului la fund γ_f	656	kgf/m ³	(12)/(11)
14	Debitul aerului la suprafață (760 mm col. Hg) . . A_s	384	m ³ /h	(6)
15	Debitul volumetric al amestecului la suprafață . . B_s	464	m ³ /h	(2) + (14)
16	Debit gravimetric al amestecului la suprafață . . C_s	80 460	kgf/h	(12)
17	Greutatea specifică a amestecului la suprafață . . γ_s	173	kgf/m ³	(16)/(15)
18	Greutatea specifică medie a amestecului γ	415	kgf/m ³	[(13) + (17)]/2
19	Inălțimea totală de ridicare (verificare) H'	164	m	1 000·(3)/(18)
20	Viteza medie în țeava de aer comprimat w_a	10	m/s	Tabela 1

(21)	Presiunea medie în țeava de aer comprimat p	9,5	kgf/cm ²	$[(7) + (9)]/2$
(22)	Debitul aerului comprimat la presiunea medie A_m	40,5	m ³ /h	$(6)/(21)$
(23)	Secțiunea țevii de aer comprimat S_a	0,00113	m ²	$(22)/3\ 600 \cdot (20)$
(24)	Diametrul țevii de aer comprimat d_a	0,038	m	$\sqrt{4 \cdot (23)/\pi}$
(25)	Diametrul nominal comercial al țevii d_a	1 1/2	țoli	—
(26)	Viteza medie în țeava de pompare w	5	m/s	Obs. 4
(27)	Debitul mediu al amestecului aer-apă B_m	293,4	m ³ /h	$[(11) + (15)]/2$
(28)	Secțiunea țevii de pompare S	0,0163	m ²	$(27)/3\ 600 \cdot (26)$
(29)	Diametrul țevii de pompare d	0,145	m	$\sqrt{4 \cdot (28)/\pi}$
(30)	Diametrul nominal comercial d	6	țoli	(29)

Obs.: 1. Pentru raportul dat de formula (2) s'a luat, prin interpolare, valoarea 0,58.

2. Formula (3) se aplică cu $C = 233$.

3. Presiunea efectivă $= 0,1H_s = 6,8$ kgf/cm², deci presiunea absolută $= 7,8$ kgf/cm²; se ia pentru siguranță, 9 kgf/cm².

4. Ca viteză medie în țeava de pompare s'a luat o viteză între cea admisă pentru aerul comprimat și cea admisă pentru apă (tabela 1).

Tabela 1
Viteze recomandate pentru fluide în conducte

Fluidul	(1) Intrebuințări și specificații	Viteza recomandată m/s
Apă	Scopuri edilitare	0,6
	Transport	1,5—3,0
	Alimentarea cazanelor de abur	2,0—3,0
	Pompe cu piston:	
	— conducta de aspirație	0,7—1,0
	— conducta de refulare	1,5—2,0
	Pompe centrifuge:	
	— conducta de aspirație	2,0—3,0
	— conducta de refulare	3,0—5,0

Tabela 1 (urmare)

Fluidul	Întrebuințări și specificații	Viteza recomandată m/s
Abur	Scopuri diverse :	
	— conducte cu diametrul :	
	< 0,050 m	< 10
	= 0,100 m	~ 15
	= 0,150 m	~ 20
	= 0,400	~ 30
	Evaporatoare cu efect multiplu :	
	— instalații mici	15
	— instalații mari	20—30
	— ultimul evaporator	40—50
Aer	Supraîncălzitor în cazanele cu abur	10—12
	Abur saturant pentru încălzire :	
	— presiune 0—1 kgf/cm ²	20—30
	— presiune > 3 kgf/cm ²	30—50
	Alimentarea mașinilor și a pompelor	5
Aer	Scopuri diverse :	
	— conducte cu diametrul :	
	< 0,080 m	< 10
	0,150 m	< 20
	Compresoare :	
	— conducte de aspirație	16—20
	— conducte de refulare	25—30
	Turbocompresoare :	
	— ambele conducte	20—25
	Ventilatoare de joasă presiune :	
	— conducta de aspirație	10—12
	— conducta de refulare	12—16
	Ventilatoare de presiune medie :	
	— conducta de aspirație	12—16
	— conducta de refulare	15—20

Un exemplu caracteristic de întrebuințare a pompei Mammot este cel din fig. 11, pentru transportul și spălarea sfecei în fabricile de zahăr.

Din bazinul *a*, unde sunt depozitate, sfecele sunt transportate de un curent de apă, în ramura *b* a pompei; în *c* vine aerul comprimat din *r*, prin *p*. Amestecul de apă, aer comprimat și sfeclă urcă prin *d*, mergând în restul instalației de spălare. În *s* este un registru de închidere, care servește la desfundarea conductei: când în partea de jos *c* s'au adunat prea multe sfece, împiedicând funcționarea, se închide un timp scurt *s* și aerul comprimat ne mai putând ieși prin *d*, caută să iasă prin *b* desfundând astfel conducta.

d) Injectoare și ejectoare. Acestea sunt aparate care ridică lichidele, sau le măresc presiunea, prin energia cinetică a aburului sau a apei.

Injectoarele transportă un lichid și-l introduc într'un vas la presiune mărită (de exemplu injectoarele pentru alimentarea cazanelor de abur).

Ejectoarele evacuează un lichid prin aspirație (de exemplu ejectoarele pentru evacuarea noroiului).

Prin *a* intră fluidul motor care poate fi : apă, abur sau alt fluid sub presiune (fig. 12). În ajutorul de intrare, presiunea fluidului motor se transformă în energie cinetică, antrenând astfel lichidul de pompat, care intră prin *b*, iar în ajutorul de amestec *c* se mărește treptat și energia cinetică a lichidului de pompat, până în secțiunea minimă a ajutorului *c*, unde energia cinetică a amestecului omogenizat devine maximă.

Amestecul de fluid motor și lichid de pompat trece apoi în difuzorul conic *d*, unde energia cinetică se transformă în presiune și iese prin *e*, ca lichid sub presiune.

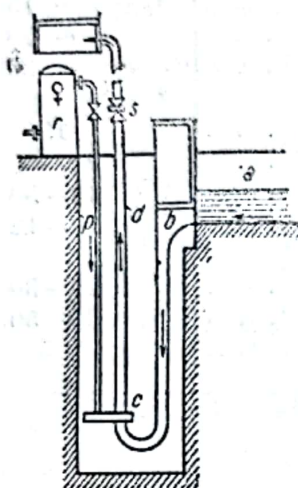


Fig. 11. Pompa Mammuth, pentru transportul și spălarea sfeclei.

Avantaje: sunt ieftine din punct de vedere al investiției și al întreținerii; au o funcționare sigură și fără supraveghere; pot transporta chiar lichide murdare; funcționează fără șgomot; pot fi construite și din materiale antiacide.

Desavantaje: randament scăzut (15–30%);

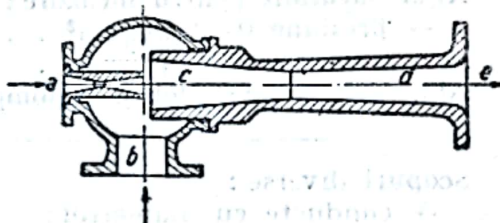


Fig. 12. Principiul de funcționare al ejectorului.

consum mare de abur; se amestecă lichidul motor cu lichidul de pompat.

Ultimul desavantaj devine un avantaj prețios în cazul funcționării cu abur, când, pe lângă pompare se cere și o încălzire simultană a lichidului pompat (de exemplu încălzirea apei pentru alimentarea cazanelor cu abur, unde aproape 90% din energia aburului este folosită în acest scop). Datorită căldurii de condensare a aburului, lichidul se încălzește uneori la 70–90 °C.

Date numerice :

— aspirație 6 m; presiunea maximă obținută la injectoare simple 15 at; presiunea maximă obținută la injectoare duble, 20 at; capacitate de pompare 1–60 m³/h;

— înălțime totală de pompare pentru apă de 60 °C și aspirație 2 m;

Presiunea aburului, . at	2	3	4	5
Inălțimea totală, . . m	12	20	30	38

— consum de abur: la o presiune a aburului de 3 at, aspirație 2 m și ridicare de 30 m, consumul de abur raportat la apă este de 23 kgf/m³; la o presiune a aburului de 3 at, aspirație 6,5 m și ridicare de 10 m, consumul este de 16 kgf/m³.

Injectoarele cu jet de apă (fig. 13) realizează aspirația și refularea lichidului, datorită forței vii a unei vâne de apă, care curge cu mare viteză printr'un ajutoraj conic.

Apa din conductă trecând prin duza 1, care se îngustează continuu, capătă o viteză mare și, prin orificiile 2, aspiră lichid din conducta de aspirație 3, refulând în conducta 4. Aceste pompe, de construcție foarte simplă, au însă un randament scăzut (0,1–0,25).

Faptul că randamentul este atât de mic se explică prin aceea, că lichidului de transportat i se comunică numai forța vie a apei, în timp ce în cele cu jet de abur se comunică lichidului și energia presiunii externe, datorită variației stării fizice a aburului (condensare în duza de amestec).

Pompele (injectoarele) cu jet de apă se folosesc ca instalații provizorii pentru pomparea apei din gropi, pivnițe, etc.; pentru funcționare, ele necesită energie hidraulică (apă sub presiune).

e) **Pulsometre.** Pulsometrul sau monte-jus-ul automat este un aparat care servește la ridicarea lichidelor, cu ajutorul aerului comprimat sau al aburului ce apasă pe suprafața lichidului de ridicat.

Funcționează intermitent, având un ciclu format din trei faze:

- 1) umplerea pulsometrului cu lichidul de pompat;
- 2) pomparea lichidului cu ajutorul aerului comprimat sau al aburului;
- 3) evacuarea aerului comprimat sau condensarea aburului.

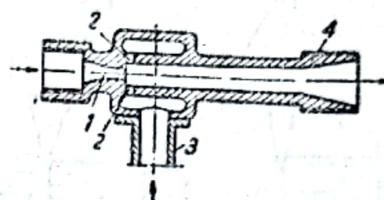


Fig. 13. Injector cu jet de apă.

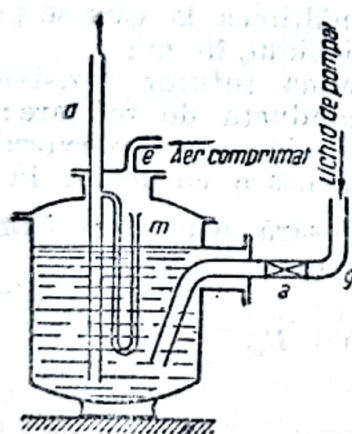


Fig. 14. Pulsometrul cu aer comprimat.

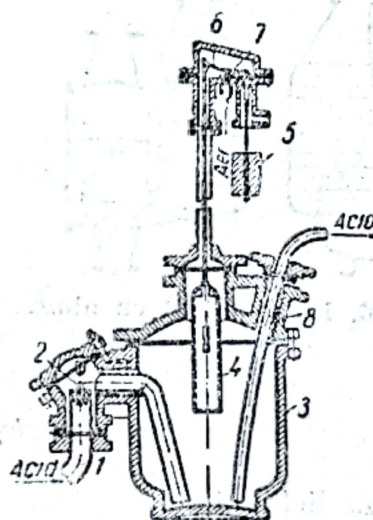


Fig. 15. Pulsometrul cu plutitor pentru acidul sulfuric.

Tipuri caracteristice de pulsometre:

a) **Pulsometrul cu aer comprimat** (fig. 14), la care comanda automată a fazelor se face de către un sifon răsturnat.

Aerul comprimat intră prin *e* și până când lichidul de pompat, care vine prin *g*, nu a depășit punctul *m*, el poate ieși prin sifon și, mai departe, prin *d*. Când lichidul a depășit punctul *m*, începe faza a doua, adică pomparea, iar când nivelul, scăzând, ajunge sub capătul de jos al țevii *d*, aerul comprimat poate ieși prin *d*; se golește acum și sifonul și ciclul reîncepe. În *a* este un ventil de întoarcere care, la presiunea aerului comprimat, se închide oprind întoarcerea lichidului din vas, spre rezervor.

β) *Pulsometrul cu plutitor*, folosit în industria acidului sulfuric. Acidul pătrunde, prin curgere liberă, din rezervor în pulsometru, prin conducta 1, trecând prin ventilul 2, care se deschide sub acțiunea presiunii date de greutatea proprie a acidului. Pe măsură ce corpul 3 se umple cu acid, plutitorul 4 se ridică, prin învingerea apăsării date de contragreutatea 5; când tija plutitorului se va ridica până la poziția cea mai înaltă, cu ajutorul pârghiei 6 se deschide ventilul de aer 7 și aerul comprimat începe să pătrundă în pulsometru, închizând ventilul 2. În acest timp încetează pătrunderea acidului în pulsometru și începe refularea lui, prin conducta 8. Pe măsură ce nivelul acidului scade în corpul 3, plutitorul se lasă din nou în jos și închide ventilul de aer 7; astfel începe din nou intrarea lichidului în vas și întreg procesul se repetă.

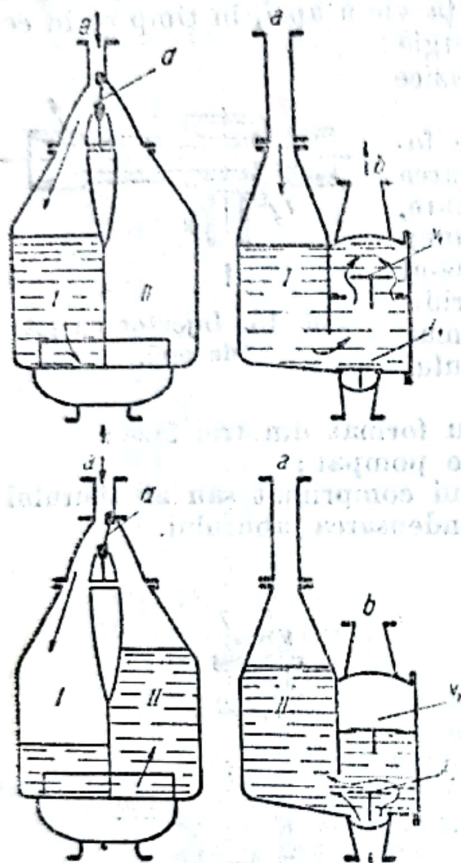


Fig. 16. Pulsometrul cu abur.

Notând cu :

- P — presiunea aerului comprimat asupra lichidului în pulsometru, în kgf/m^2 ;
- γ — greutatea specifică a lichidului, în kgf/m^3 ;
- w — viteza lichidului în conducta de refulare, în m/s ;
- h — înălțimea la care se pompează lichidul, în m ;
- $\Sigma \xi$ — suma tuturor rezistențelor în conducta de refulare;
- P_0 — presiunea în rezervorul de alimentare cu lichid, în kgf/m^2 ;

presiunea necesară pentru ridicarea lichidului, la înălțimea h este :

$$P = h\gamma + \frac{\gamma w^2}{2g} (1 + \Sigma \xi) + P_0,$$

iar viteza lichidului :

$$w = 4,43 \sqrt{\frac{P - P_0 - h\gamma}{\gamma (1 + \Sigma \xi)}}.$$

γ) *Pulsometrul cu abur*. În fig. 16 este reprezentat un pulsometru dublu, care funcționează cu abur. În stânga figurii este o secțiune transversală, iar în dreapta, o secțiune longitudinală prin aparat.

Aburul intră prin a și este dirijat, în jumătatea I sau II, de către limba elastică d . În poziția din figură, aburul intră în jumătatea I, apasă asupra lichidului care este împins, prin supapa de evacuare v_1 , în conducta de refulare b ; în acest timp, supapa de admisie z_1 este închisă. Când lichidul de pompat a ajuns sub nivelul peretelui despărțitor, suprafața de contact cu aburul crește mult, producând o condensare accelerată, fapt care determină o pătrundere intensă a aburului; din această cauză, limba d se deplasează spre stânga și lasă liberă intrarea aburului în jumătatea II.

Simultan cu faza de pompare din *I*, în *II* are loc faza de umplere, cum se arată în figura de jos. Din cauza vidului dat de condensarea aburului, supapa de evacuare v_2 stă închisă, iar prin cea de admisie z_2 intră lichidul de pompat.

La unele aparate, condensarea este accelerată prin injectare de apă rece.

Pulsometrele cu abur pot da înălțimi de ridicare, până la 30 m (excepțional 80 m) și debite, până la 3 500 l/min (excepțional 7 000 l/min). Aburul încălzește lichidul de pompat, ceea ce — după caz — poate fi un avantaj, sau un dezavantaj.

Pulsometrele prezintă următoarele avantaje:

— față de pompele propriu zise: spațiu mic; lipsă de supraveghere; se pot construi din materiale anticorozive;

— față de monte-jus-ul obișnuit: funcționare automată; economie de aer comprimat (randament mai bun); volum mai mic al aparatului.

Avantajul principal al monte-jus-ului — fie al celui obișnuit, fie al celui automat (pulsometru) — constă însă în lipsa părților mobile, care se deteriorează repede, datorită frecării și coroziunii chimice. Deaceia, ele se folosesc la transportul lichidelor impure, al celor care conțin suspensii, al acizilor (de exemplu monte-jus-urile cauciucate, care se folosesc pentru acidul clorhidric).

POMPE CU MIȘCĂRI ALTERNATIVE

1. Principii generale

Ciclul de pompare, la pompele cu mișcări alternative este compus din doi timpi:

α) *Aspirația*. Prin deplasarea unui piston, a unui plunger, sau a unei diafragme se mărește volumul camerei de pompare și, prin depresiunea creată astfel, lichidul este aspirat în pompă. În acest timp, supapa de refulare este închisă, pentru ca aspirația să nu se facă din conducta de refulare.

β) *Evacuarea*. Când începe cursa în celălalt sens, prin micșorarea volumului camerei de pompare se produce evacuarea. Supapa de aspirație este închisă, pentru ca refularea să nu se facă în conducta de aspirație.

În mod obișnuit, închiderea și deschiderea supapelor se face automat, prin jocul presiunilor din pompă.

Rolul supapei de aspirație este îndeplinit uneori de un sorb cu supapă, montat la capătul conductei de aspirație (de exemplu în puț).

Cum se vede în fig. 17, ciclul real de pompare diferă de cel ideal, deoarece:

1) supapele nu se deschid instantaneu și 2) pentru deschiderea și menținerea

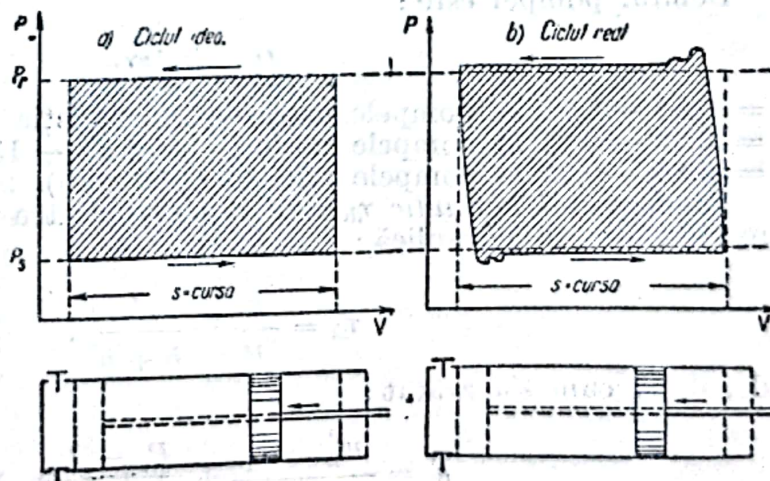


Fig. 17. Ciclul pompelor cu mișcări alternative.

în această poziție este necesară o suprapresiune, în cazul supapei de refulare și o presiune mai joasă, în cazul supapei de aspirație.

Randamente. Se notează cu :

- η_v — randamentul volumetric al pompei;
- V — volumul parcurs de piston într-o cursă, în m^3 ;
- V_l — volumul de lichid pompat în timpul unei curse, în m^3 ;
- s — cursa pistonului, în m ;
- A — secțiunea cilindrului = secțiunea pistonului, în m^2 ;
- d — diametrul pistonului, în m ;
- Q — debitul pompei, în m^3/min ;
- n — turația, în rot/min ;
- i — numărul fețelor active ale pistonului;
- η_h — randamentul hidraulic;
- h — înălțimea totală — geometrică — de pompare, în m ;
- h' — pierderile hidraulice =

$$= \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} + \frac{P_2 - P_1}{\gamma} + f;$$

$H = h + h'$ — înălțimea hidraulică = energia specifică (W) din ecuația lui Bernoulli, în m ;

γ — greutatea specifică a lichidului pompat, în kgf/m^3 ;

P — puterea pompei, în CP ;

G — debitul gravimetric, în kgf/min .

Randamentul volumetric η_v este raportul dintre volumul de lichid pompat și volumul parcurs de piston :

$$\eta_v = \frac{V_l}{V} = \frac{V_l}{As} = \frac{V_l}{\frac{\pi d^2}{4} s}$$

Debitul pompei este :

$$Q = i n A s \eta_v.$$

$\eta_v = 0,94 - 0,99$ la pompele mari de construcție îngrijită ($d > 150$ mm);

$\eta_v = 0,90 - 0,97$ la pompele mijlocii ($d = 50 - 150$ mm);

$\eta_v = 0,85 - 0,95$ la pompele mici ($d < 50$ mm).

Randamentul hidraulic η_h este raportul dintre înălțimea totală de pompare și înălțimea hidraulică :

$$\eta_h = \frac{h}{H} = \frac{h}{h + h'},$$

unde, după cum s'a arătat :

$$h' = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} + \frac{P_2 - P_1}{\gamma} + f$$

$\frac{w_2^2 - w_1^2}{2g}$ — înălțimea corespunzătoare măririi vitezei lichidului;

$\frac{P_2 - P_1}{\gamma}$ — înălțimea corespunzătoare măririi presiunii lichidului;

f — înălțimea corespunzătoare învingerii frecării în conducte.

Randamentul indicat η_i este raportul dintre puterea teoretic necesară pompării lichidului la înălțimea $h + h'$, și puterea practic furnizată și obținută prin planimetrarea diagramei reale date de indicator (puterea indicată).

Randamentul mecanic η_m este raportul dintre puterea indicată a pompei și puterea dată de motor, de transmisie sau de cilindru de abur. η_m variază de la 50%, la pompele mici, până la 90%, la pompele mari.

Randamentul total η_t este :

$$\eta_t = \eta_v \eta_h \eta_m.$$

Puterea pompei, în CP, se obține prin una din relațiile :

$$P = \frac{Qh\gamma}{75 \cdot 60 \cdot \eta_t}; \quad P = \frac{QH\gamma}{75 \cdot 60 \cdot \eta_v \cdot \eta_m};$$

$$P = \frac{VniH\gamma}{75 \cdot 60 \cdot \eta_v \cdot \eta_m} = \frac{AsniH\gamma}{75 \cdot 60 \cdot \eta_v \cdot \eta_m};$$

$$P = \frac{GH}{75 \cdot 60 \cdot \eta_v \cdot \eta_m}.$$

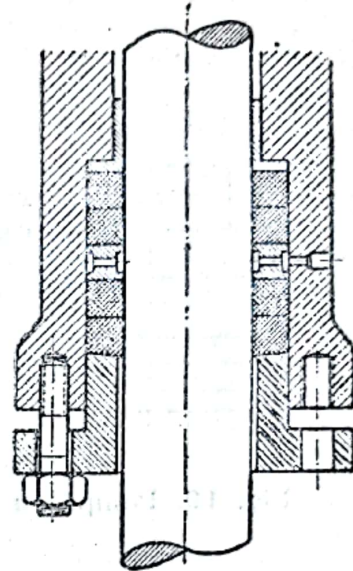


Fig. 18. Presetupă.

2. Tipuri de pompe cu mișcări alternative

a) **Pompe cu piston.** Aceste pompe sunt compuse din : cilindru, piston, canale de intrare și de ieșire, supape de aspirație și de refulare și sistemul mecanic de acționare.

Cilindrul poate fi : vertical, la pompele mici, sau orizontal, la pompele mari.

Pe porțiunea în care se mișcă pistonul se introduce de obicei o cămașă de bronz, care, după uzare, se poate înlocui ușor.

Pistonul este format din două discuri, între care se strânge materialul, care face etanșarea față de cilindru.

La pompele cu dublu efect, tija pistonului se etanșează și ea, la ieșirea din cilindru, cu o presetupă (fig. 18).

Supapele sau ventilele sunt părțile cele mai sensibile ale pompei. Ele pot fi :

- cu clapă — pentru scopuri secundare ;
- cu disc — pentru întrebuințări obișnuite ; debite mici ;
- inelare — pentru lichide curate ;
- conice — pentru pompele cu turație mică ;
- cu bilă — pentru lichidele murdare, vîscoase, noroi.

Un ventil trebuie să satisfacă următoarele condiții : să închidă ermetic ; când ventilul este deschis, să opună rezistență minimă la trecerea lichidului ; să nu producă șocuri în timpul funcționării.

Ventilele cu disc au o funcționare mai lină ; cele conice prezintă rezistență minimă la trecerea lichidului, iar ventilele cu bilă prezintă avantajul unei montări mai ușoare.

Suprafața liberă a ventilului se calculează astfel, încât viteza lichidului, la trecerea prin ventil, să fie de 0,6—1,6 m/s ; dacă suprafața astfel calculată dă un diametru al ventilului > 150 mm, se vor pune mai multe ventile. Se recomandă, ca atunci când se pompează lichide vîscoase sau lichide din vase sub depresiune (de exemplu din condensatoare cu vid sau din evaporatoare

cu vid) să se înlocuiască supapele de aspirație, cu ferestre tăiate în cilindru, care vor fi închise și deschise prin mișcarea pistonului.

Sistemul mecanic de acționare poate fi: o mașină cu abur; un motor electric; un motor Diesel; o roată de transmisie.

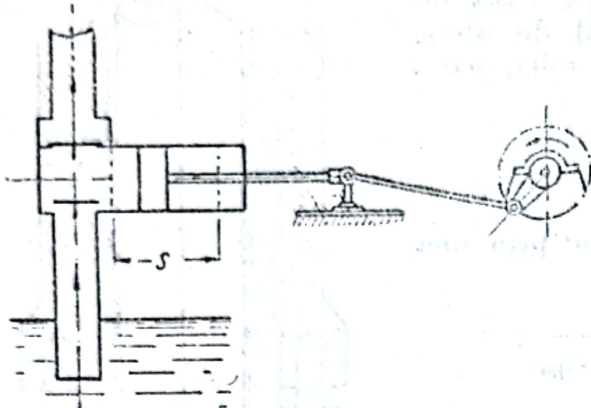


Fig. 19. Pompă cu simplu efect.

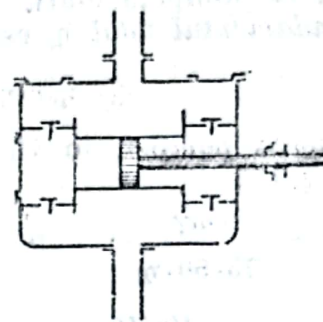


Fig. 20. Pompă cu dublu efect.

Clasificarea pompelor cu piston.

1. După acțiunea lor se deosebesc :

- pompe cu simplu efect, la care numai o față a pistonului este activă (fig. 19);
- pompe cu dublu efect, la care ambele fețe ale pistonului sunt active (fig. 20);
- pompe duplex, când două pompe se montează în paralel, cu un decalaj de 180° ;
- pompe triplex, când trei pompe se montează în paralel, cu un decalaj de 120° .

Pompele duplex pot fi cu simplu efect sau cu dublu efect, etc.

2. După poziția tijei pistonului, se deosebesc : pompe orizontale și pompe verticale.

La pompele cu simplu efect, debitul teoretic este :

$$Q_T = \frac{A s n}{60} = \frac{1}{2} A c_m,$$

unde $c_m = s n / 30$ este viteza medie a pistonului, în m/s.

La pompele cu dublu efect :

$$Q_T = \frac{(2A - a) s n}{60} = \left(A - \frac{a}{2} \right) c_m,$$

unde a este secțiunea tijei.

Dintre pompele cu simplu efect face parte și pompa cu pistonul în formă de disc (fig. 21) prevăzut cu un ventil inelar de refulare.

La deplasarea în sus a pistonului se produce aspirația lichidului sub piston și în același timp, refularea lichidului de deasupra pistonului; la deplasarea în jos, lichidul aspirat sub piston este împins prin ventil, în partea superioară

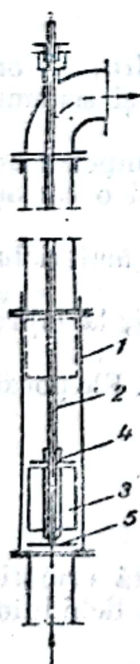


Fig. 21. Pompă cu ventil inelar de refulare :

- 1 — cilindru;
- 2 — tijă; 3 — piston;
- 4 — ventil inelar de refulare;
- 5 — supapă de admisie.

a cilindrului. În prima cursă se efectuează deci, atât aspirația, cât și refularea, iar a doua cursă se face în gol, din care cauză funcționarea acestor pompe este foarte neuniformă.

Reglarea debitului la pompele cu piston se face prin :

— variația vitezei motorului, care acționează pompa (motorul electric, Diesel);

— variația cursei pistonului (prin dispozitive mecanice);

— variația admisiei aburului (la mașina cu abur);

— variația ventilului din conducta de derivație.

La pompele cu piston nu se poate face reglarea debitului, printr'un ventil, în conducta de refulare.

Pentru pomparea apei calde și a lichidelor volatile, ușor inflamabile, se folosesc mult pompele cu abur, cu piston, al căror reprezentant tipic este pompa din fig. 22.

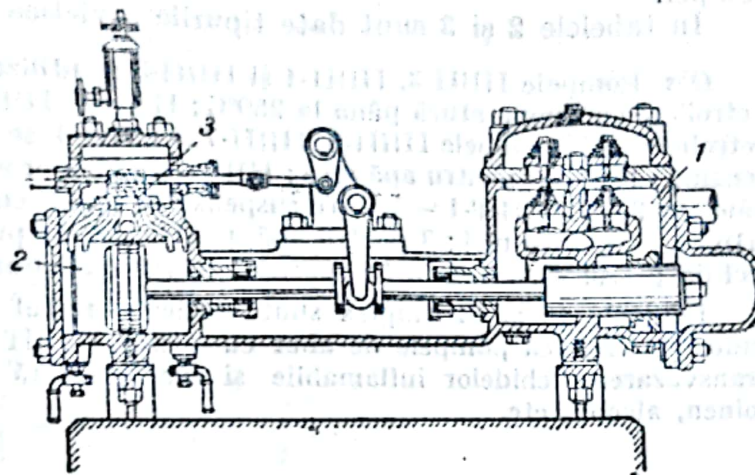


Fig. 22. Pompă cu abur.

Pompe de abur cu piston

Tabela 2

Marca pompei	Productivitate m ³ /h	Presiunea maximă at	Presiunea aburului în cutia sertărașului at	Numărul curselor duble pe min	Diametrul cilindrilor		Cursa pistonului mm
					cu abur mm	cu lichid mm	
46-	100	7	12-13	30	200	215	400
46-A	22-53	8	12	23-55	200	175	200
3-	36-60	10	6-8	38-63	225	150	250
4-A	6-14	12	7-9	38-63	135	90	125
4-	15-30	12	7-9	38-75	190	130	150
46-	5,5-14	20	15-16	25-60	150	100	150
46-	20	20	11-12	50	190	130	150
3-	11-22	20	11-12	15-30	190	130	250
6-	11-27	20	6-7	10-25	350	150	350
1-	14-40	20	12-14	20-58	190	130	250
4-	30-62	20	9-10	13-27	350	200	350
7-							
46-E	23-52	20	15-16	22-50	230	160	250
B-2	40-110	20	10-12	18-50	350	200	350
46-3	60-90	20	9-10	27-40	350	210	300
5-	70-140	20	5-6	10-20	700	300	450
8-	140-200	20	5-6	20-30	700	300	450
81-A	1,75	22	—	22-23	130	90	180
Simplex							
81-	10	28	—	17	215	130	300
Simplex							
-1	55-73	30	—	30-40	350	170	350
-1	1,2	120	8	22,5	220	50	250

Pompa 1 este pusă în mișcare de mașina cu abur 2, repartitia aburului făcându-se prin sertărașul 3, care este acționat automat de tija pistonului pompei.

În tabelele 2 și 3 sunt date tipurile sovietice de pompe cu piston.

Obs. Pompele HHH-3, HHH-4 și HHH-5 se utilizează în special pentru produse petroliere cu temperatură până la 250°C; HHH-6, HHH-7 și HHH-8 pentru produse petroliere reci; pompele HHH-6, HHH-7 și HHH-4 se folosesc deasemenea și pentru benzină; HIB — pentru apă rece; HII — pentru produse petroliere cu temperatură până la 350°C; HII-1 — pentru suspensii de argilă cu greutatea specifică 1,2—1,4; HIC-1 — pentru ulei; 3 pentru apă, pentru lichide puțin impure și pentru produse reci de petrol 4-A și 4-B, în special pentru alimentarea cazanelor de abur.

Pompele 46 și 81-simplex sunt verticale, restul pompelor sunt orizontale. În industria chimică pompele de abur cu piston (HHH și altele) se utilizează pentru transvazarea lichidelor inflamabile și care prezintă pericol de explozie: benzen, toluen, alcooli, etc.

Tabela 3

Pompe de transmisie (acționare) cu piston

Marca pompei	Productivitatea m ³ /h	Presiunea maximă at	Numărul curselor duble pe min	Puterea necesară kW	Diametrul cilindrilor mm	Cursa pistonului mm	Numărul cilindrilor
K-18	6	3	50	2,2	100	150	1
K-21	16	3	45	3,7	150	200	1
BCK-150	19	4,5	150	5	150	250	2
BCK-120	10	5	170	3	120	200	2
BCK-100	5,9	7	200	8	100	150	2
2	30—51	7	35—58	11—18,5	200	250	1
KH-1	300	7	60	88	300	355	2
2	17—29	8	35—58	7,5—12	150	250	1
KH-2	200	12	40	98	300	355	2
KH-3	210	15	60	114	250	355	2
10H-1	10	22	100	11	85	120	3
20H-3	20	22	120	18,4	105	120	3
Triplex	30	22	105	29,3	120	160	3
	45	22	130	44	130	160	3
H-3	70—90	35	40—50	90	170	355	2
H-8-16	100	100—60	50	260	185	405	2

Obs. Pompele K-18 și K-21 (californiene) pot să fie utilizate pentru apă cu o temperatură până la 100°C; pompele BCK (vertical — în trepte) — pentru lichide viscoase și care conțin în stare de suspensie particule tari, la o temperatură până la 50°C (productivitatea lor la apă este de 1,3 mai mare); pompele KH — pentru apă și produse petroliere; pompele 10H-1, 20H-3 și triplex (verticale) — pentru apă, petrol și diferite lichide viscoase; pompele HII — pentru suspensii de argilă.

În afară de pompele enumerate în tabelă pentru transvazarea în special a combustibililor lichizi, a uleiului și a apei, se utilizează pompe verticale cu doi cilindri cu o productivitate de 5—75 m³/h, la o presiune de 2,5—7 at.

Vase de amortizare. Debitul momentan al unei pompe cu mișcări alternative nu este constant în timp, ci atinge un maxim într'un moment al cursei evacuării și devine nul în timpul cursei aspirației; este deci un debit pulsant, care se repetă la fiecare ciclu.

În fig. 23, se poate vedea că, la rotația uniformă a manivelei, corespunde o viteză neuniformă a pistonului.

Notând cu :

x — distanța parcursă de piston ;

R — lungimea manivelei ;

φ — unghiul manivelei față de poziția ei, atunci când $x = 0$;

q — debitul momentan ;

q_x — debitul evacuat în poziția x ;

q_{max} — debitul maxim (la poziția $\varphi = \frac{\pi}{2}$) ;

q_{cp} — debitul mediu, dacă pompa ar debita uniform ;

A — secțiunea cilindrului (sau a pistonului),
rezultă relațiile :

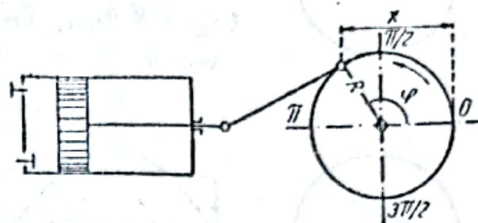


Fig. 23. Transformarea mișcării uniforme a manivelei, în mișcare neuniformă a pistonului.

$$x = R(1 - \cos \varphi); dx = R \sin \varphi d\varphi;$$

$$dq = A dx = A \cdot R \sin \varphi d\varphi;$$

$$q_x = \frac{dq}{d\varphi} = AR \sin \varphi;$$

$$q_{max} = \left(\frac{dq}{d\varphi} \right)_{\varphi = \frac{\pi}{2}} = AR; \quad (4)$$

$$q_{cp} = \frac{\int_0^{\pi} AR \sin \varphi d\varphi}{\pi} = \frac{AR}{\pi} = \frac{q_{max}}{\pi} = 0,318 q_{max}.$$

Relația (4) arată că debitul variază după o sinusoidă, cu un maxim la $\varphi = \pi/2$.

În fig. 24 se arată variația debitului pompelor cu piston. Deasemenea, se poate observa că, prin pompele cu dublu efect, pompele duplex, triplex, se ameliorează lipsa de uniformitate a debitului în timp; neuniformitatea scade cu numărul pompărilor într'un ciclu.

Factorul de neuniformitate este dat de relația :

$$\delta_p = \frac{q_{max} - q_{min}}{q_{cp}} = \frac{p_{max} - p_{min}}{p_{med}}.$$

Pentru pompe cu simplu efect, $\delta_p = 0,01 - 0,05$.

Neuniformitatea produce și dezavantajul că, la fiecare pompă trebuie puse în mișcare masele de lichid, din conductele de aspirație și de refulare.

Aceste inconveniente se înlătură prin introducerea unor vase de amortizare (camere pneumatice, camere de echilibru, camere de aer) pe conductele de aspirație (fig. 25) și de refulare (fig. 26), în imediata apropiere a pompei.

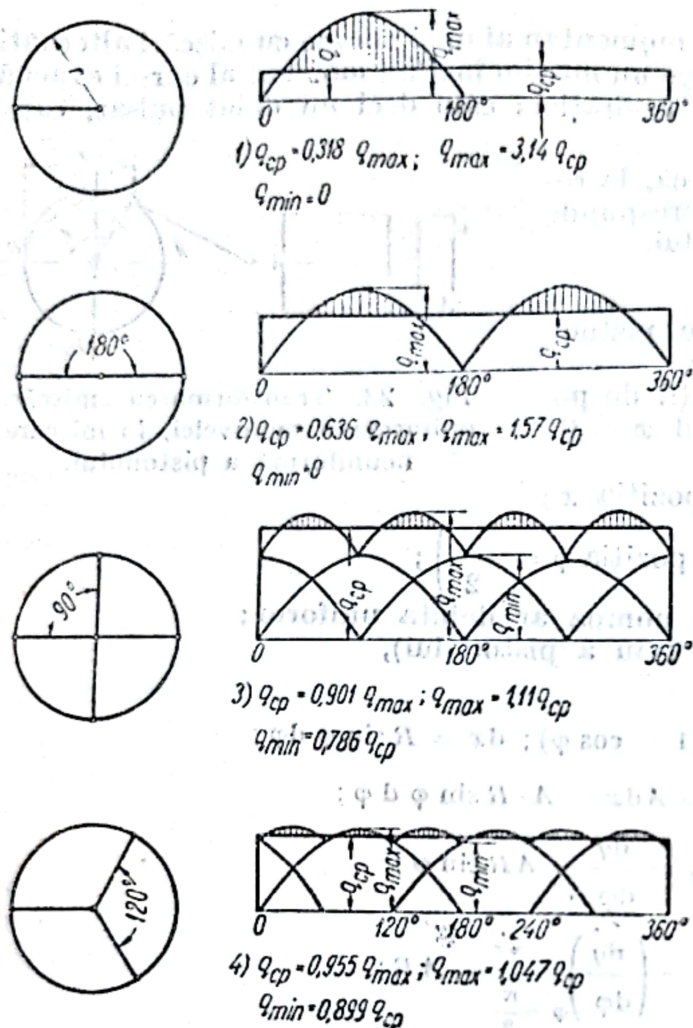


Fig. 24. Variația debitului pompelor cu piston :

1 — pompare cu simplu efect;
 2 — pompare cu dublu efect sau prin montaj duplex la 180°;
 3 — pompare cu patru timpi: două pompe sau dublu efect montate duplex la 90° cu patru pompe cu simplu efect montate cuadruplex la 90°; 4 — pompare în trei timpi: trei pompe cu simplu efect montate triplex.

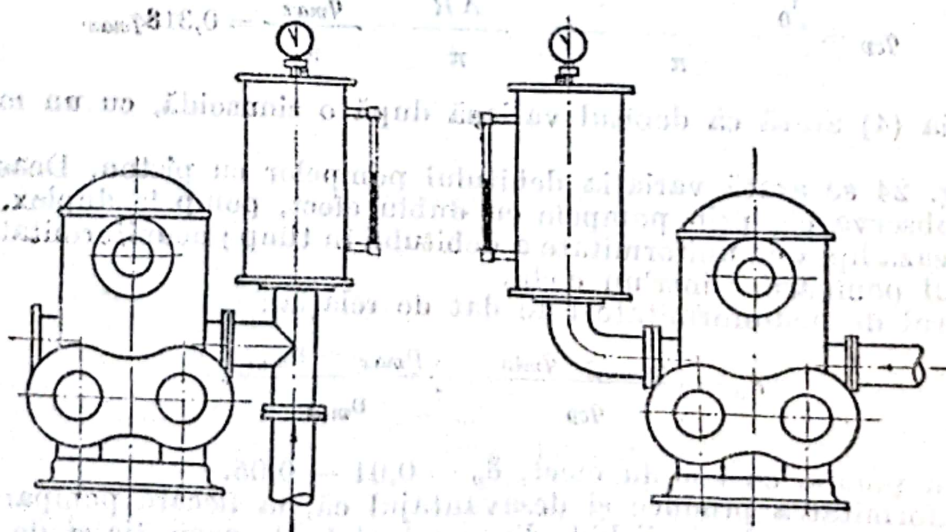


Fig. 25. Vas de amortizare la aspirație.

Fig. 26. Vas de amortizare la refulare.

În aceste vase se închide o cantitate de aer care servește drept amortisor de pulsații: când pomparea depășește debitul mediu, aerul este comprimat, trimis în pompă, respectiv în conducta de refulare, cantitatea de lichid acumulată în vas.

În fig. 27 este reprezentat principiul funcționării camerei de amortisare.

Din diagramă rezultă că, atunci când poziția pistonului corespunde punctelor B și C , cantitatea de lichid care intră în camera de aer (de aspirație) este egală cu cea care iese. În intervalul $B-C$, din camera de aer se scoate mai mult lichid decât pătrunde în ea și deaceia, nivelul lichidului din cameră scade, iar volumul aerului crește.

În momentul C , volumul de aer în cameră va fi maxim (V_{max}).

În intervalele de timp $A-B$, cantitatea de lichid din camera de aer crește și în B volumul aerului are o valoare minimă (V_{min}).

Trebuie menționat, că volumul de lichid care se acumulează în camera de aer este egal cu cel pe care îl cedează în timpul cursei de aspirație (porțiunea $B-C$).

Vasele de amortisare sunt cu atât mai mari, cu cât conductele sunt mai lungi. Volumul camerei de amortisare la aspirație $V_a = i_a V$ (unde $V = A_s$ este volumul cilindrului pompei) variază cu h_s (înălțimea de aspirație), astfel:

h_s , în m	5	6	7	8
i_a	5-8	8-12	12-16	16-20

Volumul camerei de amortisare la refulare $V_r = i_r V$, variază cu H și cu L (lungimea conductei), astfel:

$H + L$, în m . .	20	50	100	500	1 000	2 000
i_r	4-6	5-7	6-9	9-13	12-16	16-20

La pompele duplex cu dublu efect și la pompele triplex, vasele de amortisare sunt destul de mici, sau pot să lipsească.

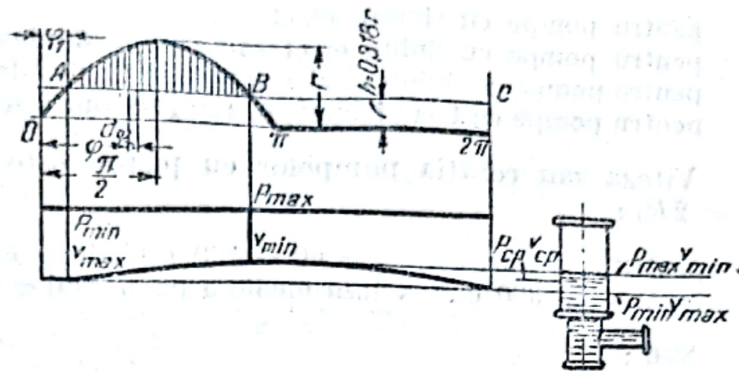


Fig. 27. Principiul de funcționare al camerei de amortisare.

Volumul de apă $J = V_{max} - V_{min}$ de acumulat, respectiv dat de către camera de amortisare, depinde de tipul de pompă și de cilindri ($J = KAs$). Valorile lui K sunt :

pentru pompe cu simplu efect $K = 0,55$;
 pentru pompe cu dublu efect sau pompe duplex la 180° $K = 0,21$;
 pentru pompe cu dublu efect sau pompe duplex la 90° $K = 0,04$;
 pentru pompe cu trei pistoane la 120° , simplu efect . . . $K = 0,009$.

Viteza sau rotația pompelor cu piston este funcție de lungimea cursei ($s = 2R$) :

pentru $s < 300$ mm, $n = 60 - 160$ rot/min — excepțional 250 rot/min ;
 pentru $s > 300$ mm, viteza medie a pistonului $\cong 0,5$ m/s.

Sau :

pentru pompe cu mers încet, $n = 45 - 60$ rot/min ;
 pentru pompe cu mers normal $n = 60 - 100$ rot/min ;
 pentru pompe cu mers repede $n = 100 - 150$ rot/min ;
 pentru pompe electrice $n = 150 - 200$ rot/min ;
 pentru pompe cu abur $n = 35 - 50$ rot/min.

Raportul s/d dintre cursa pistonului și diametrul său diferă după felul pompei ; el depinde în primul rând, de viteza medie a pistonului (c_m). Acest raport se alege astfel, încât $c_m = sn/30$ să fie :

	c_m	s/d
pentru pompele cu mers încet	0,3—0,6 m/s ;	} 3—6
pentru pompele cu mers normal	0,6—1,2 m/s ;	
pentru pompele cu mers repede	1,2—2,0 m/s ;	1—2
pentru pompele electrice	până la 3 m/s ;	0,9—1,5.
pentru pompele cu abur	0,25—0,5 m/s.	1,5—2,0

Materialul din care sunt construite pompele depinde de presiunea și de natura chimică a lichidului :

- pentru $p < 20$ at se folosește fonta ;
- pentru $p > 20$ at se folosește bronzul sau oțelul turnat.

După natura chimică a lichidului se folosesc ca materiale de construcție pentru pompe : gresie, porțelan, cuarț, ferosiliciu, oțeluri speciale, plumb tare, etc., fie pentru pompa întreagă, fie numai pentru părțile care vin direct în contact cu lichidul coroziv ; în unele cazuri, pompa se mai căptușește în interior, cu un material de protecție : cauciuc, plumb, oțeluri speciale, ferosiliciu, etc.

Un exemplu de pompă cu piston, cu simplu efect destinată pompării acidului sulfuric și acidului azotic diluați este cel din fig. 28.

Toate părțile pompei, care vin în atingere cu acidul sunt executate din ferosiliciu. De obicei, două astfel de pompe sunt legate pe un cadru și sunt puse în mișcare, de o roată de transmisie comună.

Debitul unei pompe cuplate este de 2,5—12 m³/h ; turația 40—50 rot/min ; înălțimea de pompare peste 40 m.

Observație. Se construiesc pompe prevăzute cu mai multe cămăși de cilindru, de diferiți diametri, care se pot monta după necesitate și în concordanță cu debitul cerut.

O astfel de pompă este pompa de intervenție tip I₁ duplex, 5" × 10", STAS 556-49, folosită în industria petrolieră.

b) **Pompe cu plunger.** Aceste pompe (fig. 29) nu mai prezintă neajunsul etanșării dintre piston și cilindru, sau pericolul gripării cilindrului de către corpurile solide din lichid.

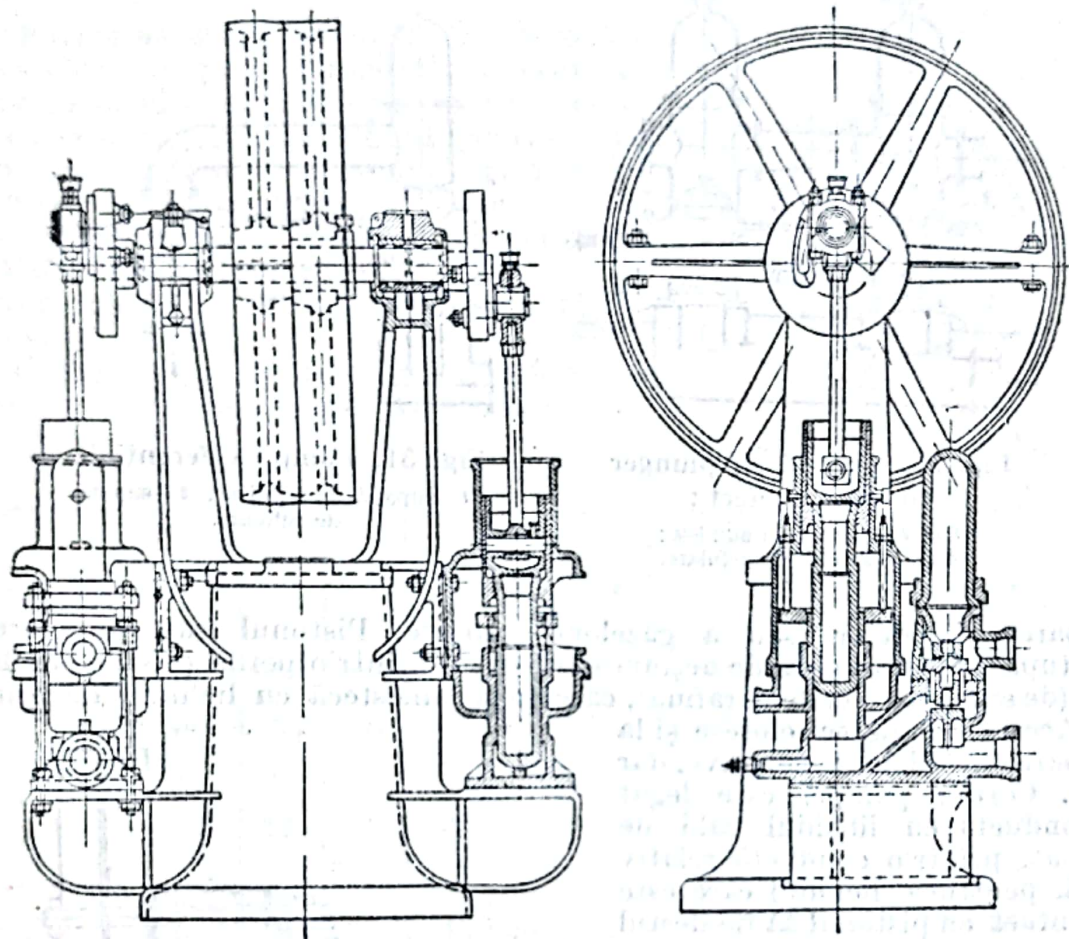


Fig. 28. Pompă cu simplu efect rezistentă la acizi :

Plungerul este un corp cilindric — cu diametrul mai mic decât al cilindrului pompei — care înlocuiește pistonul și care, în cursa activă silește un volum egal de lichid să iasă din cilindru.

Etanșarea se face printr'o presetupă, ușor de ajustat, la exterior. La aceste pompe, supapele pot fi montate oriunde, în peretele cilindrului. Și pompele cu plunger pot fi cu simplu sau cu dublu efect, duplex sau triplex.

În fig. 30 este reprezentată o pompă cu plunger, cu dublu efect.

c) **Pompe diferențiale.** Pompele diferențiale (fig. 31) sunt pompe cu plunger cu dublu efect.

Plungerul este format din două părți, una dintre acestea având secțiunea dublă față de a celeilalte. Jumătate din cantitatea de lichid refulată din cilindrul din stânga este aspirată în cilindrul din dreapta și va fi refulată în cursa următoare. Aspirația se face deci în timpul unei curse, iar refularea, în timpul ambelor curse.

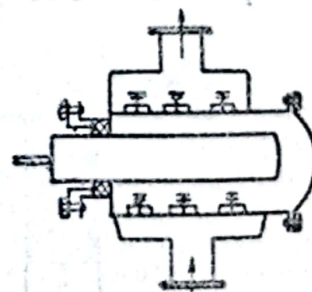


Fig. 29. Pompă cu plunger.

Pompa diferențială dă un debit egal [cu cel al pompelor cu simplu efect, însă mai uniform.

d) Pompe cu piston lichid. Pompele cu piston lichid se folosesc la

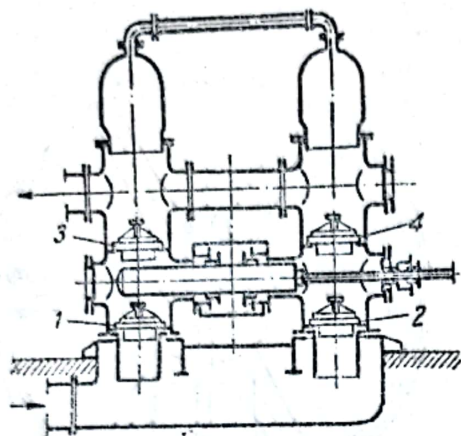


Fig. 30. Pompă cu plunger cu dublu efect :

1 și 2—supape de admisie;
3 și 4—supape de refulare.

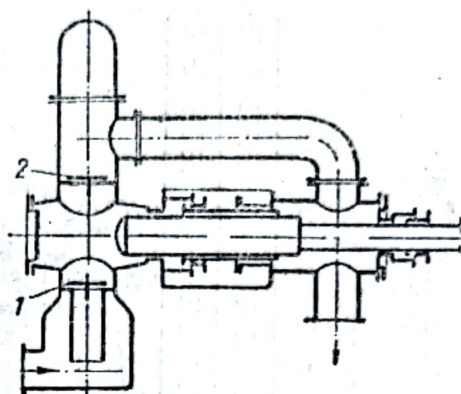


Fig. 31. Pompă diferențială :

1—supapă de admisie; 2—supapă de refulare.

pomparea lichidelor (sau a gazelor) corozive. Pistonul (sau plungerul) și presetupa sunt protejate de acțiunea corozivă, printr'o pernă (piston) de lichid inert (de exemplu ulei de parafină), care nu se amestecă cu lichidul de pompat.

Aceste pompe se folosesc și la pomparea lichidelor necorozive, dar calde. Corpul pompei este legat de conducta cu lichidul cald de pompat, printr'o conductă relativ lungă, pentruca lichidul care este în contact cu pistonul să fie destul de rece.

În fig. 32 este reprezentat principiul pompei cu lichid.

e) Pompe cu membrană. Pompele cu membrană se folosesc tot pentru a feri pistonul (sau

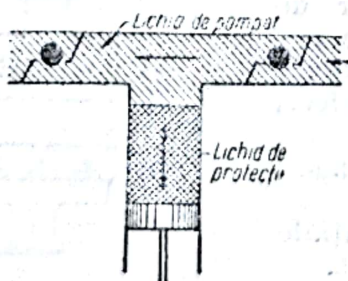


Fig. 32. Principiul pompei cu lichid.

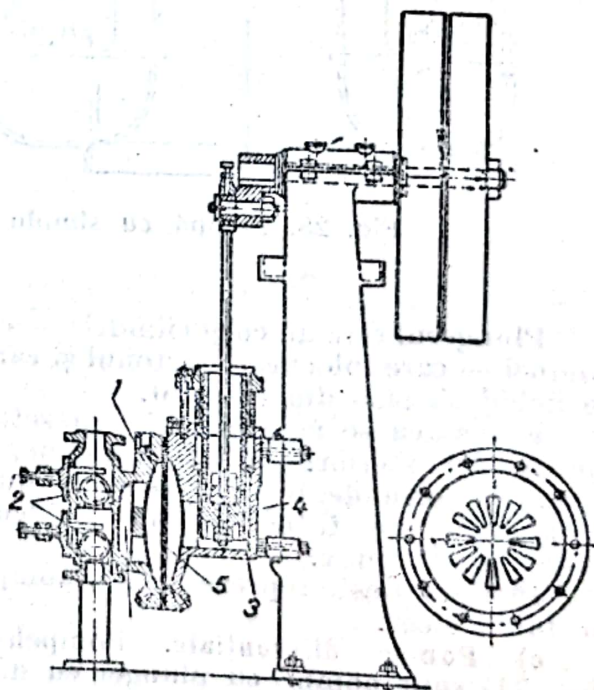


Fig. 33. Principiul pompei cu membrană :

1—corpul; 2—supape; 3—cilindru; 4—plunger;
5—membrană.

plungerul) și presetupa de acțiunea corozivă a lichidelor de pompat.

Pistonul sau plungerul este separat de lichidul care se pompează, printr-o membrană elastică (fig. 33).

Aceste pompe se mai folosesc și la pomparea lichidelor viscoase sau murdare (cu corpuri străine).

f) **Pompe de mână (Allweiller).** La aceste pompe există un plan diametral, mișcat alternativ în jurul centrului unei carcase cilindrice cu axul orizontal. Pistonul poartă două supape de refulare — corespunzătoare celor două supape de aspirație de jos — și este etanș față de pereții carcasei. Modul de funcționare rezultă din fig. 34.

Sunt folosite pentru debite mici și discontinue.

Mai jos se dau caracteristicile diferitelor mărimi (numere) de pompe Allweiller :

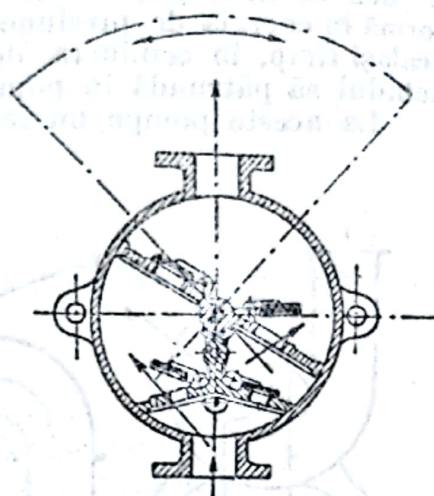


Fig. 34. Pompa de mână (Allweiller).

Numărul pompei		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Diametrul țevilor	Țoli	1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/4	1 1/2	1 1/2	2	2	2 1/2	3
	mm	13	20	25	32	32	38	38	50	50	65	76
Debitul	l/min	20	30	40	50	70	90	110	140	185	245	280
Viteza de pompare	curse/min	104	100	88	82	80	72	58	56	52	46	40

POMPE CENTRIFUGE ȘI AXIALE

1. Generalități

La pompele cu piston, aspirația și refularea lichidului sunt datorite *mișcării alternative* a pistonului, în cilindrul pompei; tot mișcarea pistonului prin presiunea și depresiunea produsă, determină și închiderea sau deschiderea ventilelor; lichidul are o mișcare intermitentă, pulsată.

La pompele centrifuge, mișcarea lichidului este efectul forței centrifuge produse prin rotirea unui rotor; *mișcarea continuă de rotație* a rotorului produce o mișcare continuă a lichidului în pompă și în conductă.

În fig. 35 este reprezentată schematic o pompă centrifugă. Lichidul de pompat aspirat în pompă, prin conducta axială de aspirație este luat de rotor, care îl antrenează în mișcarea sa de rotație, imprimându-i în același timp o forță centrifugă; trece prin canalele dintre palete, spre periferie, în canalul colector și este trimis spre conducta de refulare.

Dealungul canalelor dintre palete, viteza, și prin aceasta energia cinetică a lichidului, crește, iar la ieșirea din rotor, energia cinetică $c^2/2g$ se transformă în energia de presiune P/γ , care are drept efect pomparea lichidului; în același timp, în conducta de intrare se produce o aspirație, care face ca lichidul să pătrundă în pompă.

La aceste pompe nu mai sunt necesare, ventilele.

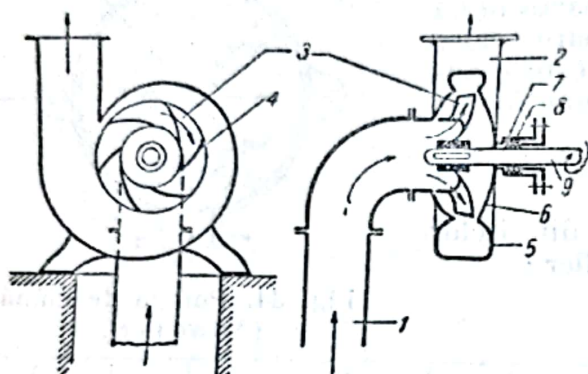


Fig. 35. Schema unei pompe centrifuge :

1—conductă de aspirație; 2—conductă de refulare;
3—rotor; 4—palete; 5—canal colector (mele);
6—carcasă; 7—presetupă; 8—material de
etanșare; 9—ax.

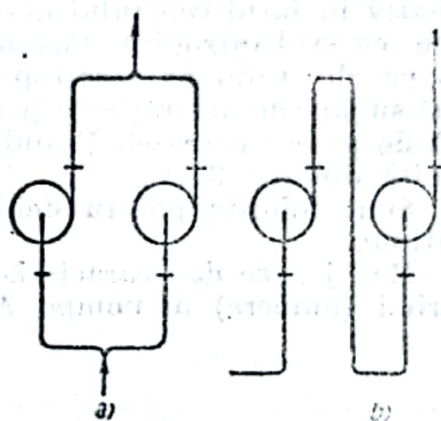


Fig. 36. Schema de lucru a unei pompe centrifuge :

a—cu intrare dublă (în paralel);
b—cu intrare succesivă (în trepte
în serie).

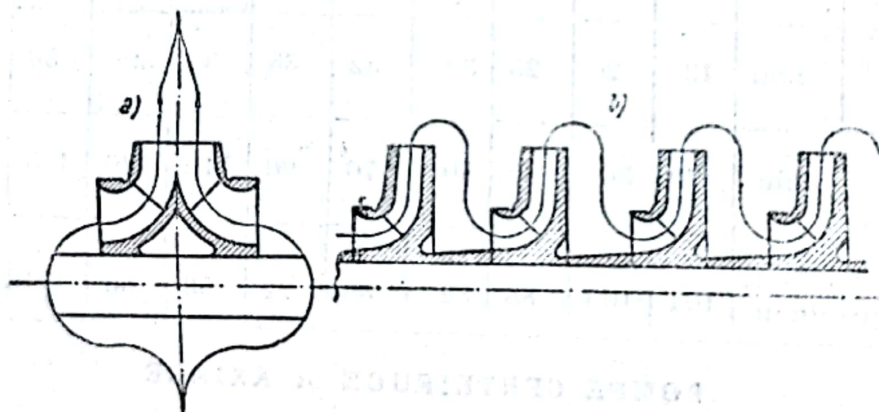


Fig. 37. Schema de lucru a unei pompe centrifuge :

a—cu intrare dublă (în paralel); b—în trepte succesive (în serie).

În fig. 36 și 37 este prezentat schematic modul de lucru al unei pompe centrifuge : a — cu intrare dublă (în paralel) și b — în trepte succesive (în serie).

2. Teoria pompelor centrifuge

- a) Ecuația fundamentală a pompelor centrifuge. Se notează cu :
b — lățimea palețelor, în m ;
u — viteza tangențială, în m/s ;

- w — viteza relativă în canalele rotorului sau ale statorului, în m/s;
 c — viteza rezultantă între u și w , în m/s;
 g — accelerația pământescă, în m/s²;
 n — turația, în rot/min;
 z — numărul paletelor;
 d — diametrul, în m;
 H_m — înălțimea totală manometrică, în m;
 P — puterea pompei;
 Q — debitul pompei;
 R — raza, în m;
 α — unghiul dintre vectorii u și c ;
 β — unghiul dintre tangenta la paletă și tangenta la rotor (între vectorii w și u);
 ρ — randamentul pompei;
 ω — viteza unghiulară;
 0 — indicele mărimilor la intrarea în rotor;
 1 — indicele mărimilor la intrarea în paletele rotorului;
 2 — indicele mărimilor la ieșirea din paletele rotorului;
 3 — indicele mărimilor la intrarea în paletele statorului;
 4 — indicele mărimilor la ieșirea din paletele statorului.
 Aplicând ecuația lui Bernoulli sub forma:

$$h_1 - h_2 + \frac{w_1^2}{2g} - \frac{w_2^2}{2g} + \frac{P_1}{\gamma_1} - \frac{P_2}{\gamma_2} + W - l = 0, \quad (5)$$

la cazul particular al curgerii unui fluid, printr'un canal format între două palete ale rotorului, termenii ecuației se schimbă cum urmează:

— Termenii $(h_1 - h_2)$, considerând canalul orizontal, devin nuli. Se consideră canalul orizontal pentru simplificare, aceasta neschimbând concluziile finale, din cauza simetriei față de centrul rotorului.

— Termenii $\left(\frac{w_1^2}{2g} - \frac{w_2^2}{2g}\right)$ se păstrează, ei reprezentând energiile cinetice ale fluidului.

Termenii P_1/γ_1 și P_2/γ_2 reprezintă presiunile pe care le-ar indica două manometre așezate imediat lângă pompă, în conductele de aspirație (presiunea h_s în m col. de lichid) și de refulare (presiunea h_p). Ținând seamă că h_s este o depresiune, rezultă:

$$\frac{P_1}{\gamma_1} - \frac{P_2}{\gamma_2} = -h_s - h_p = -H_m.$$

Înălțimea manometrică H_m cuprinde înălțimea geometrică plus pierderile datorite măririi vitezei și frecării.

Introducând înălțimile geometrice de aspirație H_s și de refulare H_p și neglijând frecarea:

$$-h_s = H_s - \frac{c_1^2}{2g}; \quad h_p = H_p - \frac{c_2^2}{2g},$$

rezultă:

$$\frac{P_1}{\gamma_1} - \frac{P_2}{\gamma_2} = -H_s - \frac{c_1^2}{2g} - \left(H_p - \frac{c_2^2}{2g}\right) = -H + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g},$$

în care: $H = H_p - H_s$.

Termenul W reprezintă energia pompei care acționează asupra lichidului, prin lucrul mecanic al forței centrifuge.

Forța centrifugă, la distanța R de centrul rotorului, este :

$$c = m\omega^2 R,$$

unde :

$$m = \frac{G}{g},$$

sau pentru 1 kg lichid :

$$c = \frac{1}{g} \omega^2 R.$$

Energia corespunzătoare unei deplasări dR a forței pe direcția razei este :

$$dW = \frac{1}{g} \omega^2 R dR,$$

iar :

$$W = \frac{1}{g} \omega^2 \int_{R_1}^{R_2} R dR = \frac{\omega^2 (R_2^2 - R_1^2)}{2g} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}.$$

Termenul f , frecarea în pompă, se neglijează pentru simplificare, rămânând să intre în randamentul global al pompei.

Cu aceste schimbări, ecuația (5) devine :

$$\frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} = H. \quad (6)$$

Deoarece între vectorii care reprezintă pe c , u și w (fig. 38 și 39) există relațiile :

$$w_1^2 = c_1^2 + u_1^2 - 2c_1u_1 \cos \alpha_1;$$

$$w_2^2 = c_2^2 + u_2^2 - 2c_2u_2 \cos \alpha_2.$$

ecuația (6) devine :

$$H = \frac{c_2u_2 \cos \alpha_2 - c_1u_1 \cos \alpha_1}{g}, \quad (7)$$

care reprezintă o altă formă a ecuației pompelor centrifuge (ecuația lui Euler).

Intrucât pompele centrifuge sunt construite de obicei cu $\alpha_1 = 90^\circ$,

$$H = \frac{c_2u_2 \cos \alpha_2}{g} \quad (8)$$

și deoarece este mai comod să se lucreze cu H_m decât cu H , înălțimea manometrică putându-se măsura direct la pompă și în ea fiind incluse și frecările, se ajunge la forma :

$$H_m = \eta_h \frac{c_2u_2 \cos \alpha_2}{g}, \quad (9)$$

în care η_h este randamentul hidraulic al pompei.

Relațiile (8) și (9) reprezintă cele două forme sub care se întâlnește și se folosește curent ecuația fundamentală a pompelor centrifuge.

b) **Debitul.** Debitul unei pompe centrifuge depinde de viteza relativă de curgere a lichidului prin canalele rotorului și de lățimea paletelor respective:

$$Q = 2\pi R_1 b_1 c_1 \sin \alpha_1 = 2\pi R_2 b_2 c_2 \sin \alpha_2.$$

Viteza c_1 este egală de obicei cu viteza de curgere a lichidului, în conducta de aspirație ($c_1 = 2 - 3$ m/s).

c) **Influența unghiului β_2** (fig. 39). Pentru același unghi β_1 , dar la diferite unghiuri β_2 , corespund diferite forme ale paletelor. Astfel, pentru $\beta_2 < 90^\circ$, paletele sunt curbate contrar sensului de rotație al rotorului; pentru $\beta_2 > 90^\circ$; ele sunt curbate în același sens cu sensul de rotație.

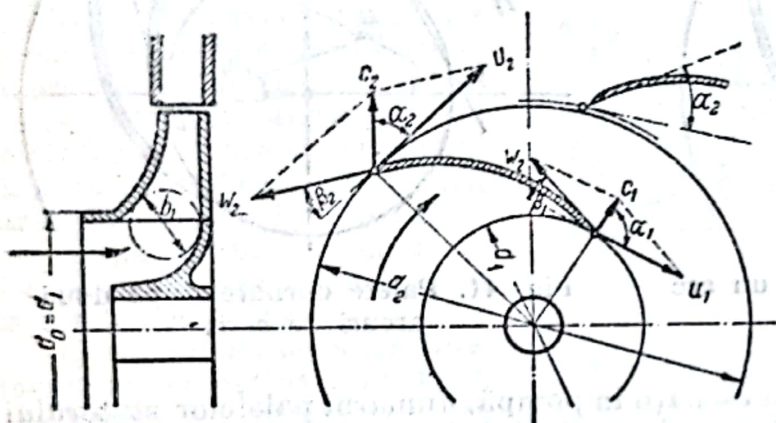


Fig. 38. Reprezentarea vitezelor c , u și w într-o pompă centrifugă.

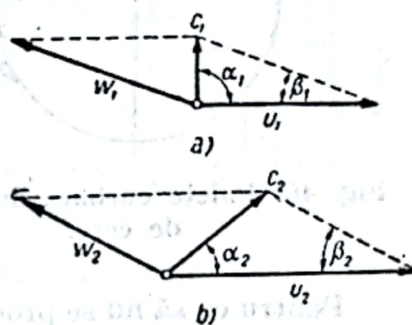


Fig. 39. Compunerea vitezelor c , u și w :

a - intrarea în rotor; b - ieșirea din rotor.

Când paletele sunt curbate în sensul rotației, lichidul este ridicat la înălțimi mai mari decât atunci când sunt curbate în sens invers.

Cele curbate în sensul rotației prezintă însă desavantajul că, din cauza drumului scurt în canalele dintre palete se imprimă lichidului o accelerație prea mare, rezultând vârtejuri, care duc la o micșorare a randamentului. Practica arată că, mai avantajoase sunt paletele curbate în sens opus (cu unghiul β_2 între 25 și 50°).

d) **Forma paletelor rotorului.** Între intrare și ieșire, paletele rotorului trebuie să fie astfel construite, încât accelerația fluidului să fie constantă pe toată lungimea canalului, ceea ce înseamnă că secțiunea canalelor trebuie să fie proporțională cu distanța la centrul rotorului.

Curbura paletelor corespunde unui arc de cerc. Construcția grafică a paletelor se poate face printr'un singur arc de cerc, cu centrul în M (fig. 40) sau prin două arce de cerc tangente între ele și având centrele în M_1 și M_2 (fig. 41).

S'au încercat și alte forme pentru palete, dar ele nu au fost superioare celor de mai sus.

e) **Satorul și paletele satorului.** Rolul satorului este de a transforma energia cinetică $\frac{c_2^2}{2g}$ a fluidului ieșit din rotor în energie de presiune și să abată lichidul, fără șocuri și vârtejuri, către canalul colector.

El poate fi cu, sau fără palete.

Pierderile din sator sunt mari — adeseori cele mai mari din pompă. Aceste pierderi sunt cu atât mai mari, cu cât unghiul α_2 este mai mic. Pentru $\alpha_2 < 15^\circ$ se impune satorul cu palete.

Deși statorul cu palete, în cele mai multe cazuri, mărește randamentul, totuși sunt și cazuri, când la intrarea în paletele statorului apare un șoc cu supliment de pierderi și care scade randamentul.

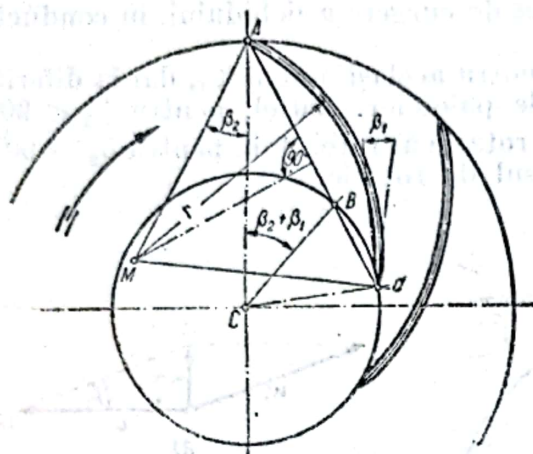


Fig. 40. Palete curbate după un arc de cerc.

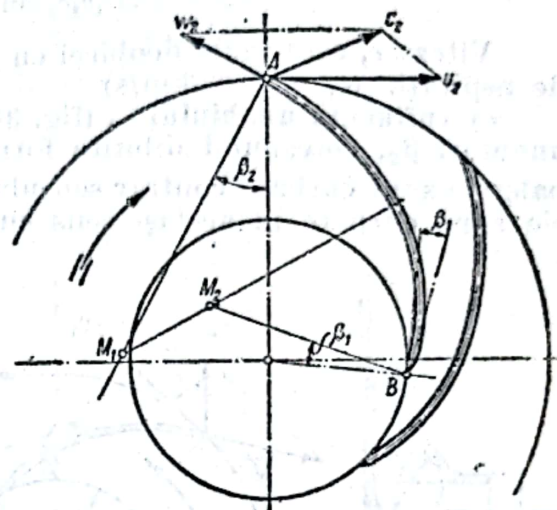


Fig. 41. Palete curbate după două arcuri de cerc.

Pentru ca să nu se producă oscilații în pompă, numărul paletelor statorului trebuie să fie egal, sau un multiplu al numărului de palete al rotorului.

f) Puterea pompei. Puterea utilă a pompei este :

$$P_p = \frac{QH_m \gamma}{60 \cdot 75 \eta_h \eta_m} \quad (10)$$

Puterea de antrenare a pompei :

$$P = \frac{QH_m \gamma}{60 \cdot 75 \eta_h \eta_m \cdot \eta_M} \quad (11)$$

unde :

- P_p — puterea pompei, în CP ;
- P — puterea motorului, în CP ;
- Q — debitul pompei, în m³/min ;
- γ — greutatea specifică a lichidului, în kgf/m³ ;
- η_h — randamentul hidraulic al pompei ;
- η_m — randamentul mecanic al pompei (din pierderile la palier și pre-setupă) ;
- η_M — randamentul mecanic al motorului sau al transmisiei ;
- H_m — înălțimea manometrică, în m.

g) Comportarea pompelor centrifuge în funcționare. Pentru alegerea și funcționarea pompelor centrifuge trebuie să se țină seamă de : debitul Q , înălțimea de pompare H , puterea pompei P , randamentul η , numărul de rotații n .

α) Q este proporțional cu n . Din fig. 39 rezultă că dacă α și β rămân constante — deci la aceeași construcție a paletelor — prin creșterea lui n , crește u , ceea ce produce creșterea lui c și deci a lui Q .

β) H este proporțional cu n^2 . Creșterea lui n produce creșterea proporțională a lui u și c .

Din ecuația fundamentală (8) rezultă că H variază cu u și cu c , deci cu n^2 .

γ) P este proporțional cu n^3 . P este proporțional cu H și cu Q (11), deci cu n^3 .

Relațiile de mai sus sunt indicative; dependența acestor mărimi se determină experimental, la bancul de probă, unde se ridică diagrame specifice fiecărui fel de pompe (fig. 42).

Din aceste diagrame rezultă că:

- pompa poate funcționa în condiții diferite, la diferitele valori ale lui Q , H , P și n ;
- variația uneia dintre aceste mărimi are ca urmare și variația celorlalți parametri, care caracterizează pompa;
- pentru un anumit Q , H și n pompa poate funcționa cu un randament maxim.

h) Caracteristicile de funcționare ale pompelor centrifuge.

Din practică, problema alegerii unei pompe centrifuge se pune în modul următor:

α) Înălțimea manometrică H_m , corespunzătoare puterii specifice W a pompei, din ecuația lui Bernoulli este formată din:

- înălțimea geometrică de pompare, dată și impusă de situația, în care trebuie să funcționeze pompa;
- înălțimea pentru mărirea vitezei fluidului între punctul de aspirație și capătul de refulare al conductei;
- înălțimea pentru învingerea presiunii dela capătul conductei;
- înălțimea pentru învingerea frecărilor în conductă, în teuri, coturi, ventile, etc.

Unele dintre aceste componente variază cu debitul.

β) Motorul pompei, turbina sau transmisia se alege pornind dela alte considerente, astfel, încât, prin aceasta, numărul de rotații este impus.

γ) Când Q variază, n rămânând constant, este necesar să se cunoască H_m , P și η . Aceasta se poate obține prin încercarea pompei la banc; fig. 43 reprezintă o astfel de diagramă.

Încercarea la banc. Această încercare se face astfel:

Se pune pompa în funcțiune, având ventilul dela conducta de refulare închis (debit nul). Când a fost atins n dorit, se citește H_m (suma indicațiilor din conducta de aspirație și din conducta de refulare). Se determină puterea

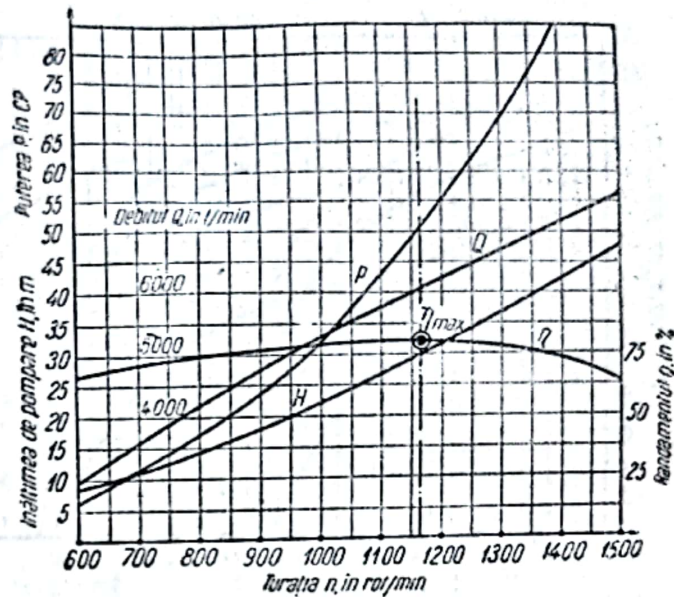


Fig. 42. Variația lui Q , H , P și η în funcție de n .

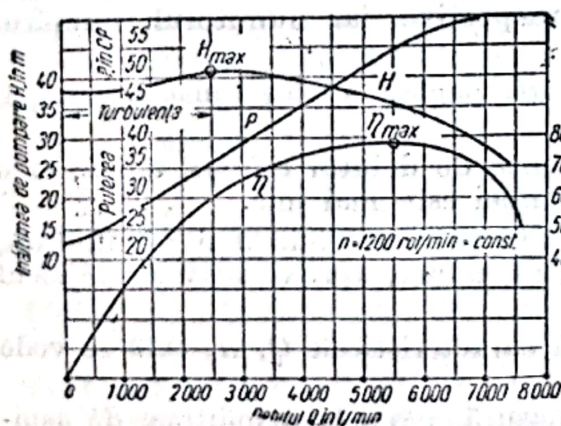


Fig. 43. Variația lui H_m , P și η în funcție de Q , când $n = \text{const.}$

Se pune pompa în funcțiune, având ventilul dela conducta de refulare închis (debit nul). Când a fost atins n dorit, se citește H_m (suma indicațiilor din conducta de aspirație și din conducta de refulare). Se determină puterea

pompei (din puterea electromotorului). Se deschide treptat ventilul și se determină de fiecare dată Q (cu aparate de măsură, sau volumetric) și, respectiv, înălțimea manometrică, puterea pompei și randamentul [cu formula (10)].

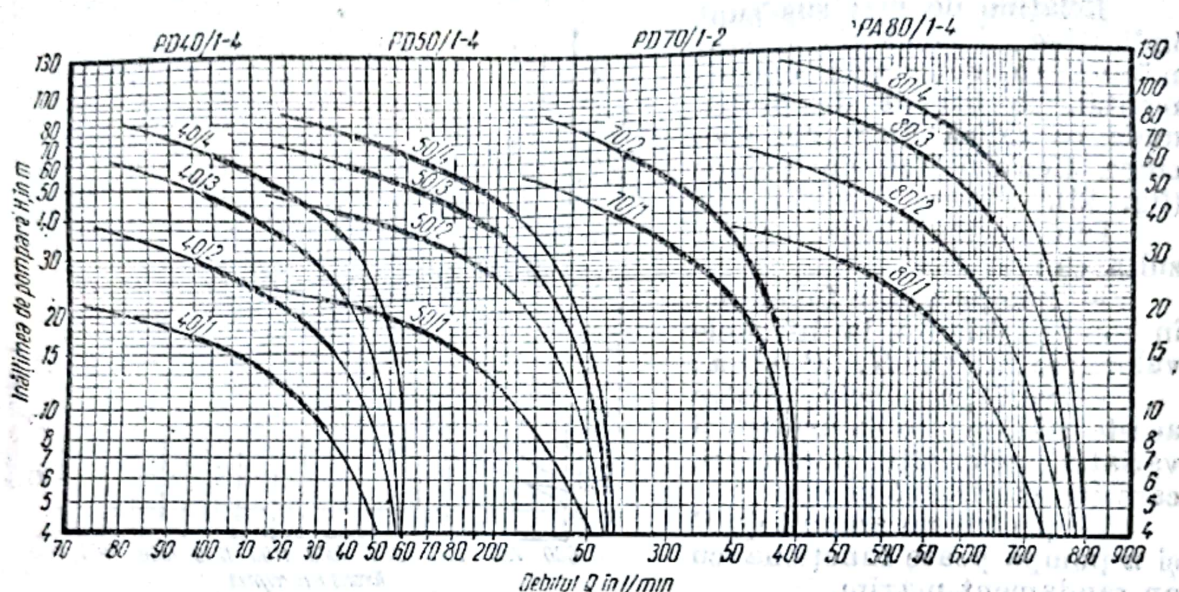


Fig. 44. Diagramele Q, H pentru o serie de pompe centrifuge.

Trecându-se pe diagramă fiecare punct cu coordonatele respective se obțin curbele corespunzătoare (curbe caracteristice).

La furnizare, o pompă centrifugă trebuie să fie însoțită de curbele sale caracteristice.

În fig. 44 sunt reprezentate astfel de curbe caracteristice pentru o serie de pompe centrifuge folosite la stațiile de benzină.

Pentru fiecare curbă, numărătorul indică valoarea, în milimetri, a diametrului, la intrarea în rotorul pompei respective, iar numitorul, numărul de trepte.

Cu ajutorul acestor caracteristice Q, H , pentru a alege just o pompă, trebuie să se observe următoarele:

- Înălțimea de refulare este dependentă de debitul refulat, adică, la o înălțime mai mare de refulare, debitul pompei este mai mic.

- Zona refulării rentabile este indicată printr-o linie mai pronunțată, iar locul celui mai bun randament, printr'un punct, aproximativ la mijlocul liniei.

- Înălțimea de aspirație influențează caracteristicile Q, H , cum se vede în fig. 45.

Valorile Q, H scad într-o mai mică măsură, până la o înălțime de aspirație de 5–6 m, după care scăderea este mult mai rapidă (fig. 46).

Aceasta trebuie să se ia în considerație în cazul când se cere un debit refulat garantat.

- Puterea motorului de acționare se poate stabili din nomogramă (fig. 47) și anume unind, printr-o dreaptă, valorile respective Q, H . Puterea necesară

este indicată la intersecția cu P_k , în raport cu felul pompei care va fi folosită.

Pentru înălțimea de refulare se va lua, afară de înălțimea geometrică și înălțimea corespunzătoare pierderilor.

Puterea motorului se ia mai mare decât cea găsită în nomogramă, pentru a crea o rezervă necesară și cerută de durată de funcționare.

Această majorare se ia de cel puțin 10%.

Diagramele Q, H sunt valabile pentru apă la $20 - 30^\circ\text{C}$; valorile corespunzătoare altor lichide pot fi calculate în raport cu greutatea lor specifică. Pentru lichide la care viscozitatea crește, randamentul pompei scade.

i) **Caracteristice generale.** S'a constatat că diagramele caracteristice sunt asemănătoare pentru toate pompele centrifuge moderne, care au o aceeași formă a paletelor. Pornindu-se de la această constatare, s'au construit diagrame caracteristice generale (fig. 48), valabile, cu o aproximație mulțumitoare, pentru întreaga grupă de pompe cu aceeași formă a paletelor.

În aceste diagrame se poate vedea cum variază n, H, Q, η — iar din calcul și P — atunci, când pompa funcționează în alte condiții decât cele optime (n_1, H_1, Q_1, η_1) pentru care a fost furnizată.

Exemplu. Cunoscând condițiile optime de funcționare a unei pompe centrifuge — arătate mai jos — pentru care este valabilă diagrama din fig. 48 să se găsească cum variază aceste caracteristice, dacă turația electro-

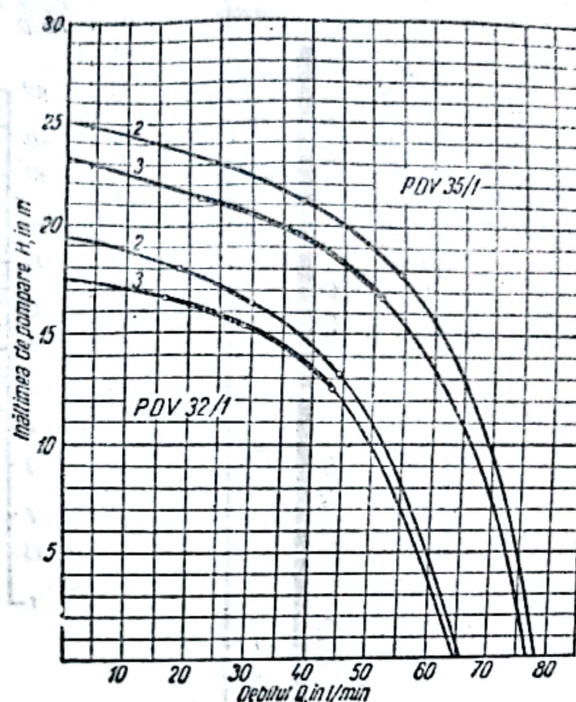


Fig. 45. Diagramele Q, H pentru o înălțime de aspirație de 2 și de 3 m.

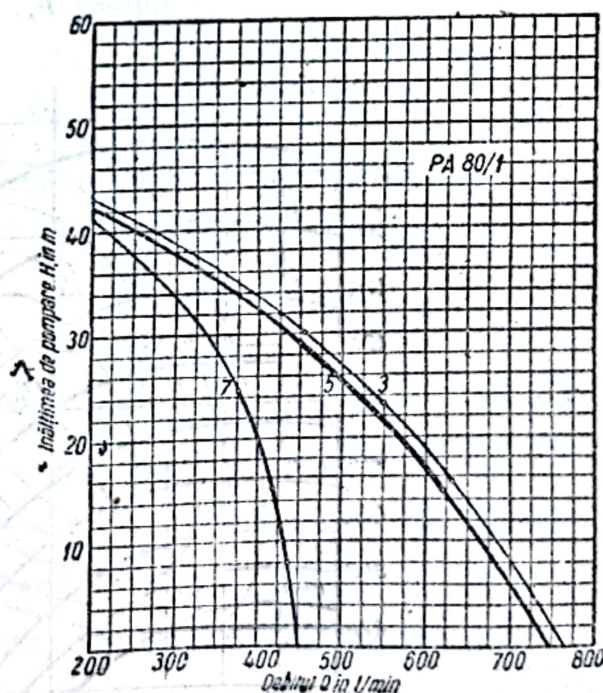


Fig. 46. Diagramele Q, H pentru o înălțime de aspirație de 3, 5 și 7 m.

motorului este de 2800 rot/min.

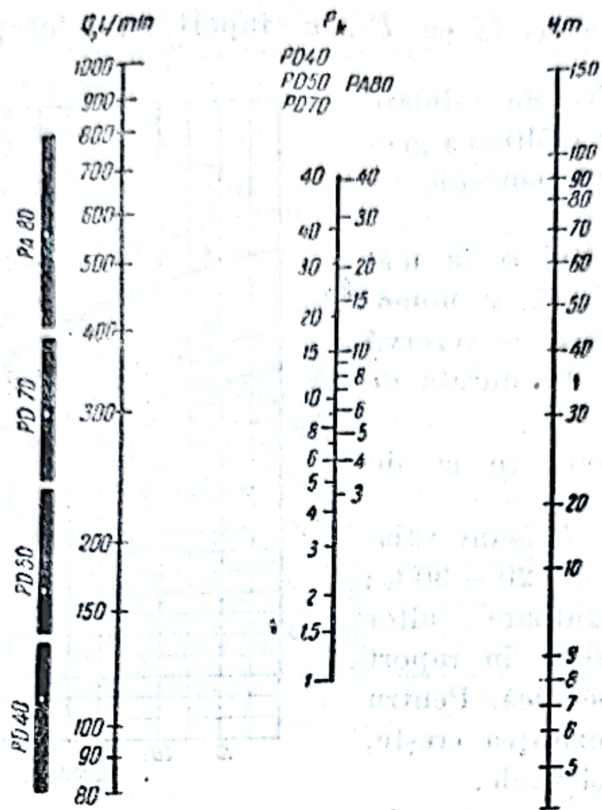


Fig. 47. Nomogramă pentru determinarea puterii P_k .

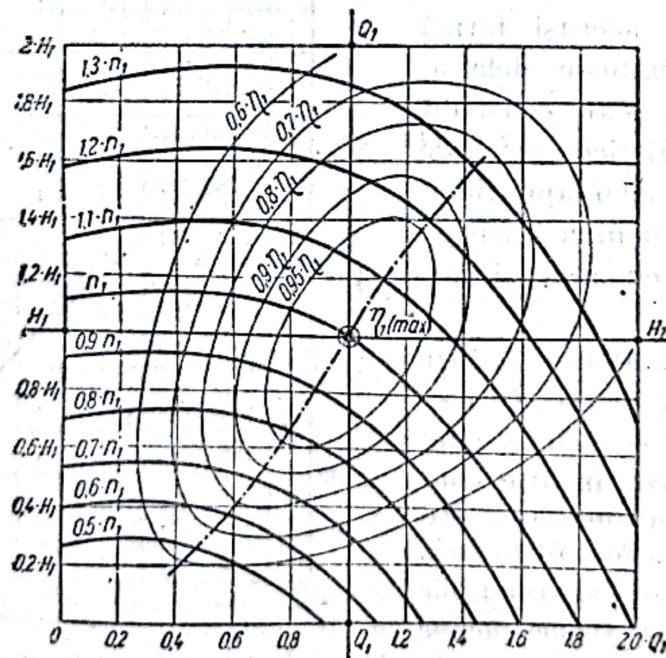


Fig. 48. Curbe caracteristice generale.

a) Date optime

1	Turația	n_1	3 000	rot/min	Data
2	Debitul	Q_1	800	l/min	Dat
3	Înălțimea de pompare	H_1	40	m	Data
4	Randamentul pompei	η_1	72	%	Ales
5	Puterea pompei	P_1	9,9	CP	100·(2)·(3):75· 60·(4), formula (5)

 b) $n = 2\ 800$

6	Turația	n	2 800	rot/min	
7	Raportul	n/n_1	0,934		(6):(1)
8	Raportul	Q/Q_1	0,94		Fig. 48
9	Raportul	H/H_1	0,86		Fig. 48
10	Raportul	η/η_1	0,99		Fig. 48
11	Debitul	Q	744	l/min	(2)·(8)
12	Înălțimea de pompare	H	34,4	m	(3)·(9)
13	Randamentul	η	71	%	(4)·(10)
14	Puterea pompei	P	8,00	CP	100·(11)·(12): :75·60·(13)

Legea similitudinii și turația specifică

Legea similitudinii stabilește legătura dintre model (piesă de încercări în laborator) și piesa în mărime naturală. La executarea modelelor de o anumită scară, similitudinea geometrică trebuie să se extindă și asupra proeminențelor de asperitate.

Scara lungimilor este dată de raportul dintre dimensiunile liniare ale piesei în mărime naturală și ale modelului: $l/l_m = \lambda$.

Raportul dintre vitezele curenților similari poate fi luat după orice componentă, deoarece planele vitezelor, în punctele corespunzătoare, sunt similare. Deci :

$$\frac{v}{v_m} = \frac{u}{u_m} = \frac{ln}{l_m n_m} = \lambda \frac{n}{n_m} \quad (12)$$

Debitul teoretic Q_T este proporțional cu vA sau vl^2 :

$$Q_T = Q_{T_m} \frac{(vl^2)}{(vl^2)_m} = Q_{T_m} \lambda^3 \frac{n}{n_m}$$

Pentru debitul real trebuie să se țină seamă de randamentele volumetrice :

$$Q = Q_m \lambda^3 \frac{n}{n_m} \frac{\eta_v}{\eta_{vm}} \quad (13)$$

Prin mărirea la scară, interstițiile, care determină pierderile volumetrice, cresc mai încet decât dimensiunile liniare ale pompei, și randamentul volumetric crește.

Presiunile teoretice H_T ale modelului și ale piesei în mărime naturală, sunt proporționale cu pătratele vitezelor curenților:

$$H_T = H_{T_m} \left(\frac{v}{v_m} \right)^2 = H_{T_m} \lambda^2 \left(\frac{n}{n_m} \right)^2.$$

Pentru presiunile reale trebuie să se țină seamă de raportul randamentelor hidraulice:

$$H = H_m \lambda^2 \left(\frac{n}{n_m} \right)^2 \frac{\eta_h}{\eta_{hm}}. \quad (14)$$

Asperitatea absolută variază puțin cu schimbarea dimensiunilor și, prin urmare, odată cu mărirea dimensiunilor pentru piesa la mărimea naturală, asperitatea relativă se micșorează; în astfel de condiții, randamentul hidraulic al piesei în mărime naturală crește în comparație cu cel al modelului.

Puterea variază proporțional cu produsul dintre debit și presiune și invers proporțional cu randamentul total:

$$\begin{aligned} P &= P_m \frac{Q\gamma H}{(Q\gamma H)_m} \frac{\eta_m}{\eta} = P_m \lambda^3 \frac{n}{n_m} \frac{\eta_v}{\eta_{vm}} \lambda^2 \left(\frac{n}{n_m} \right)^2 \frac{\eta_h}{\eta_{hm}} \frac{\eta_m}{\eta} = \\ &= P_m \lambda^5 \left(\frac{n}{n_m} \right)^3 \frac{\eta_v \eta_h \eta_m}{\eta_{vm} \eta_{hm} \eta}. \end{aligned} \quad (15)$$

Turația specifică a pompei (n_s) se numește turația unei pompe-etalon, care, fiind construită geometric asemenea cu pompa reală considerată în toate elementele ei, are același randament hidraulic și volumetric, presiunea $H_m = 1$ m, puterea utilă $P_m = 1$ CP și deci debitul:

$$Q_m = \frac{75 P_m}{\gamma H_m} = \frac{75 \cdot 1}{1000 \cdot 1} = 0,075 \text{ m}^3/\text{s},$$

în care, pentru apă, $\gamma = 1000 \text{ kgf/m}^3$.

Pe baza ecuațiilor de similitudine (13) și (14):

$$Q = 0,075 \lambda^3 \frac{n}{n_s};$$

$$H = 1 \cdot \lambda^2 \left(\frac{n}{n_s} \right)^2,$$

în care Q , H și n sunt valorile care privesc pompa de mărime naturală. Eliminând pe λ între cele două ecuații, rezultă:

$$n_s = 3,65 n \frac{Q^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{3}{4}}}. \quad (16)$$

La valori date ale debitului Q și presiunii H , turația specifică crește proporțional cu turația pompei (n rot/min).

La același n , turația specifică variază direct cu Q și invers cu H . Mărirea debitului duce la mărirea diametrului de aspirație d_0 și a lățimii b a rotorului; micșorarea presiunii duce la micșorarea diametrului exterior d_2 și la mărirea lățimii b rotorului.

Deci, cu cât turația specifică este mai mare, cu atât rotorul este mai lung în direcție axială și raportul d_2/d_0 este mai mic (paletele sunt mai scurte).

Turația specifică este o condiție necesară a similitudinii, însă nu este suficientă. Mai este necesar să se respecte egalitatea scărilor λ și a numărului lui Reynolds.

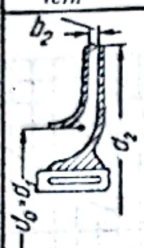
- Pompe centrifuge			Rotorul pompei șurub	Rotorul pompei elicoidale
Rotor lent	Rotor normal	Rotor rapid		
				
$n_s = 40-80$	$n_s = 80-150$	$n_s = 150-300$	$n_s = 300-600$	$n_s = 600-1200$
$\frac{d_2}{d_0} = 2.5$	$\frac{d_2}{d_0} = 2$	$\frac{d_2}{d_0} = 1.8-1.4$	$\frac{d_2}{d_0} = 1.2-1.1$	$\frac{d_2}{d_0} = 0.8$

Fig. 49. Clasificarea pompelor centrifuge în funcție de n_s .

Turația specifică determină totuși, în măsură considerabilă, tipul și caracteristicile pompelor. În tabela din fig. 49 se arată clasificarea pompelor centrifuge în funcție de n_s .

Știind că :

$$Q = \pi d_2 b_2 c_2 ; n = \frac{60u_2}{\pi d_2} ; H = \frac{vu_2^2}{2g},$$

unde :

d_2 este diametrul la ieșirea din paletе ;

b_2 — lățimea paletelor ;

u_2 și c_2 — vitezele (fig. 39) la ieșirea din paletе ;

v — coeficient care depinde de forma paletelor,

rezultă n_s sub forma :

$$n_s = \frac{1150}{\frac{3}{v^4}} \sqrt{\frac{b_2 c_2}{d_2 u_2}} \quad (17)$$

Turația specifică unitară la o pompă centrifugă este :

$$n'_1 = \frac{n d_2}{\sqrt{H}} \quad (18)$$

Cum însă, pentru aceeași turație specifică se obțin diferiți diametri ai rotorului, valorile bune rezultă din :

$$n'_1 = 0,45 n_s + 75 \quad (19)$$

La pompele obișnuite, valoarea lui n'_1 nu se abate prea mult de la valoarea calculată cu formula de mai sus.

3. Determinarea caracteristicilor unei pompe centrifuge existente, ale cărei date nu sunt cunoscute

Pompa centrifugă este antrenată, aproape în totalitatea cazurilor, cu ajutorul motorului electric, prin cuplaj direct.

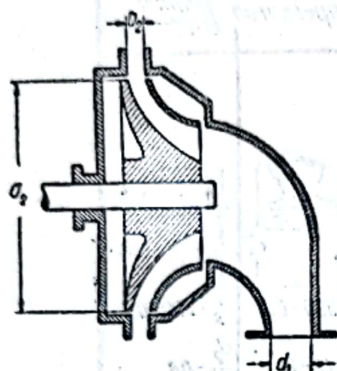


Fig. 50. Schema unei pompe centrifuge (d_2 , b_2 și d_1).

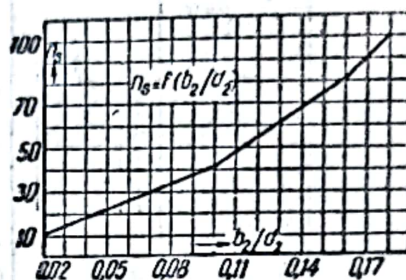


Fig. 51. Turația specifică n_s în funcție de b_2/d_2 .

Deoarece însă, în foarte multe cazuri, electromotoarele au fost înlocuite sau demontate, există multe pompe centrifuge ale căror caracteristici nu sunt cunoscute.

Este util să se expună o metodă cu ajutorul căreia să se poată determina cu o aproximație de circa 15%, caracteristicile pompelor centrifuge de construcție uzuală, pentru ca ele să poată fi folosite din nou, în condiții economice — adică în concordanță cu caracteristicile respective.

Această metodă cere să se demonteze capacul pompei și să se măsoare diametrul exterior al rotorului, lățimea paletelor la periferia rotorului, cum și diametrul interior al admisiei. În schema din fig. 50, aceste mărimi sunt, respectiv, d_2 , b_2 și d_1 .

Pompa centrifugă este inversul turbinei cu apă; turbina cu apă transformă energia hidraulică în energie mecanică, în timp ce pompa centrifugă transformă energia mecanică în energie hidraulică.

Forma paletelor este funcție de turația specifică și, cum caracteristicile pompei sunt o consecință a formei și a dimensiunilor paletelor, se va utiliza turația specifică sub formele ei aplicabile pompelor centrifuge.

Eliminând pe n_1 între ecuațiile (18) și (19) se obține:

$$\frac{n}{\sqrt{H}} = \frac{0,45n_s + 75}{d_2} \quad (20)$$

Turația specifică n_s este însă funcție de raportul b_2/d_2 cum și de alte două date constructive [formula (17)] care, pentru simplificare, sunt incluse în aproximația de 15%.

Pentru pompele uzuale și pentru valori ale debitului date în m^3/s , valoarea lui n_s este cuprinsă între 10 și 100, pentru valori ale lui b_2/d_2 cuprinse între 0,02 și 0,18 (diagrama din fig. 51).

Metoda descrisă mai sus se referă deci la pompele cu admisie axială și cu refulare radială, care sunt de altfel cele mai frecvente.

Din măsurarea lui b_2 și d_2 rezultă raportul b_2/d_2 , iar din diagrama din fig. 51, valoarea lui n_s ; această valoare, introdusă în relația (20), dă valoarea

raportului $n/\sqrt{H}$, care conține două dintre necunoscutele căutate ale pompei (n și H).

Pompele centrifuge fiind antrenate de motoare electrice de turație mare, iar la curent alternativ aceste turații fiind 2 800, 1 400, 950 și, mai rar,

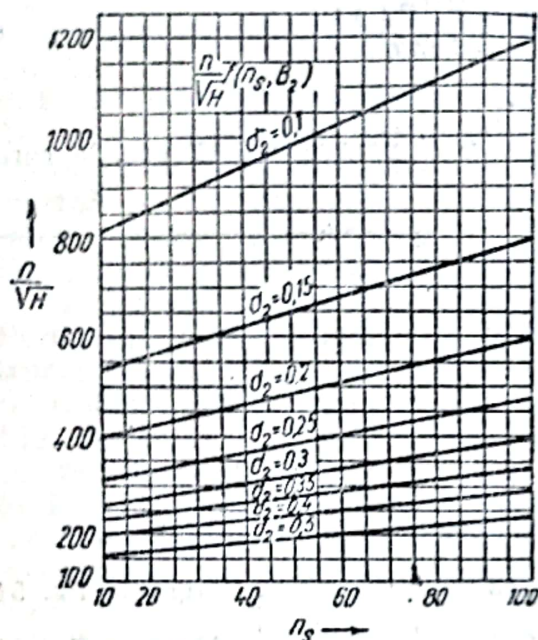


Fig. 52. Valorile lui $\frac{n}{\sqrt{H}}$ în funcție de n_s și d_2 .

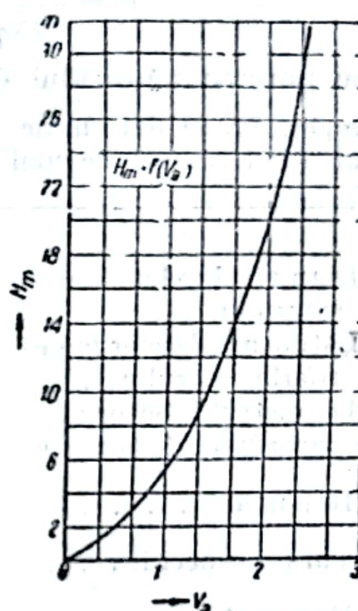


Fig. 53. Viteza de admisie în funcție de H_m .

720 rot/min, urmează că, în majoritatea cazurilor, pompa va avea una dintre primele trei turații menționate mai sus.

Pe de altă parte, viteza periferică a rotorului pompei centrifuge este cuprinsă între 20 și 25 m/s.

$$u_2 = \frac{\pi d_2 n}{60} = 20 - 25 \text{ m/s.} \quad (21)$$

Din relația (21) se obține valoarea lui n și, din relația (20), valoarea lui H . Acest H este însă cel teoretic, H_m (manometric), obținându-se din H teoretic prin înmulțire cu randamentul pompei, care, pentru pompele uzuale, variază între 0,6 și 0,8, valorile mici fiind valabile pentru pompele de putere mică.

Diagrama din fig. 52 rezolvă mai repede relația (20) care dă pe $n/\sqrt{H}$ în funcție de n_s și d_2 .

Calculul de mai sus se referă la o treaptă, iar dacă pompa are mai multe (trepte) etaje, înălțimea de refulare totală rezultă din înmulțirea valorii obținute pentru treaptă, cu numărul treptelor.

Nu se recomandă să se determine debitul cu ajutorul formulei (16), deoarece, dacă determinarea lui n_s a inclus o aproximație de circa 15%, această aproximație s'ar ridica astfel la pătrat. Se recomandă o metodă care ține seamă de datele constructive ale pompei, date care sunt fixate prin diametrul racordului admisiei (d_1) și prin viteza de intrare a apei în pompă.

Condiții constructive impun ca viteza de admisie a apei în pompă să fie o funcție de înălțimea de refulare, care funcție este reprezentată grafic, pentru pompele uzuale, în diagrama din fig. 53.

Cunoscând pe H_m , din această diagramă se obține viteza de admisie corespunzătoare. Înmulțind această viteză cu secțiunea racordului de admisie se obține debitul Q .

Introducând pe Q , în m^3/s , și H_m , în m , în formula :

$$P = \frac{QH_m\gamma}{75\eta} \text{ CP sau } P = \frac{QH_m\gamma}{102\eta} \text{ kW,} \quad (22)$$

se obține puterea motorului de antrenare.

Exemplu. Să se determine caracteristicile unei pompe cu 3 trepte, la care d_2 , b_2 și d_1 au dimensiunile de mai jos :

1	Diametrul exterior al rotorului	d_2	300	mm	Măsurat
2	Lățimea paletelor la periferia rotorului	b_2	8	mm	Măsurat
3	Diametrul interior al racordului de admisie	d_1	125	mm	Măsurat
4	Raportul	$\frac{b_2}{d_2}$	0,026	—	(2)/(1)
5	Turația specifică	n_s	13	—	Diagrama fig. 51
6	Raportul	$\frac{n}{\sqrt{H}}$	265	—	Diagrama fig. 52
7	Turația	n	1 400	rot/min	Formula (20)
8	Înălțimea de refulare pentru o treaptă	H	30	m	$(7)^2/(6)^2$
9	Randamentul pompei	η	0,8	—	Ales
10	Înălțimea manometrică pentru o treaptă	H_{m1}	24	m	$(8) \cdot (9)$
11	Înălțimea manometrică totală (3 trepte)	H_m	72	m	$3 \cdot (10)$
12	Viteza de admisie	V_a	2,1	m/s	Diagrama fig. 53
13	Debitul	Q	0,026	m^3/s	$(12) \cdot \pi \cdot (3)^2 : 4 \cdot 1000$
14	Greutatea specifică a apei	γ	1 000	kgf/m ³	
15	Puterea motorului de antrenare a pompei	P	23	kW	Formula (11)

Obs. Turația dată de formula (20) fiind de 1 600 rot/min, s'a luat turația uzuală cea mai apropiată de această valoare : 1 400 rot/min.

Această determinare este valabilă pentru pompele cu admisie axială și cu refulare radială și nu pentru pompele axiale caracterizate printr'un debit mare și prin înălțime de refulare mică, respectiv printr'un $n_s > 100$. Aceste pompe axiale se întâlnesc însă mult mai rar.

4. Clasificarea pompelor centrifuge

Clasificarea acestor pompe se poate face din mai multe puncte de vedere. Astfel :

— pompe centrifuge de presiune joasă, medie, înaltă ;

- pompe centrifuge cu stator (pompe, turbine), fără stator;
- pompe centrifuge cu unul sau cu mai multe trepte (rotoare);
- pompe centrifuge cu sau fără bucea de etanșare (presetupă);
- pompe centrifuge cu admisie unilaterală sau bilaterală;
- pompe centrifuge cu axul orizontal sau vertical.

a) **Pompe centrifuge de diferite presiuni.** Pompele de joasă presiune ($n_s > 60$ rot/min; $H < 20$ m) se construiesc cu o singură treaptă și servesc la transportul cantităților mari de fluid, la înălțimi mici.

Pompele de presiune medie ($n_s < 60$ rot/min; $H < 50$ m) sunt cu unul sau cu mai multe trepte.

Pompele de înaltă presiune ($H > 50$ m) se construiesc totdeauna cu mai multe trepte și, la fiecare treaptă, $n_s \leq 30$ rot/min.

Fig. 54 reprezintă schița unei pompe centrifuge radiale.

b) **Pompă axială.** Fig. 55 reprezintă schița unei pompe axiale (cu paletă în formă de șurub).

Aceasta se mai numește și pompă cu împingere axială și se folosește, cu un randament mai bun decât al celorlalte, pentru pompat debite mari, la înălțimi mici (presiune joasă).

Împingerea axială este suportată de un lagăr special cu bile.

Este necesar să se facă o precizare: în pompele centrifuge — cele radiale — curentul are o componentă radială a vitezei, datorită căreia se creează condiții pentru lucrul mecanic al forțelor centrifuge; în pompele axiale, curentul este axial și, lipsind componenta radială, nu mai apar forțe centrifuge.

De aceea pompele axiale sunt clasificate distinct de pompele centrifuge și trebuie considerate și tratate ca atare.

Clasificarea corectă — așa cum se prevede și în STAS-297 — este deci: pompe centrifuge și pompe axiale.

c) **Pompă centrifugă cu o teaptă.** Un tip foarte răspândit în industria chimică este pompa centrifugă orizontală cu o teaptă, în consolă, cu o singură intrare la aspirație, construită din material anticoroziv.

Ca materiale de construcție pentru astfel de pompe se folosesc fonte rezistente la acizi (ferosiliciu), oțeluri, plumb tare, aluminiu, cupru și aliajele lui, cauciuc, mase plastice (haveg), ceramică, sticlă și mase de grafit.

Drept tip de construcție poate fi luată pompa rezistentă la acizi (fig. 56), executată din ferosiliciu.

Pompa este formată dintr'un postament de fontă de care se fixează cu buloane, prin intermediul unei flanșe, corpul propriu zis al pompei. Arborele masiv, în consolă, este bine centrat în lagărele cu rulmenți.

Presetupa cu garnitură moale (de obicei șnur de asbest), îmbibată cu compoziție antiacidă, este așezată în imediata apropiere a rotorului, având rolul de lagăr suplimentar pentru arbore. Rotorul este fixat pe arbore cu ajutorul unei

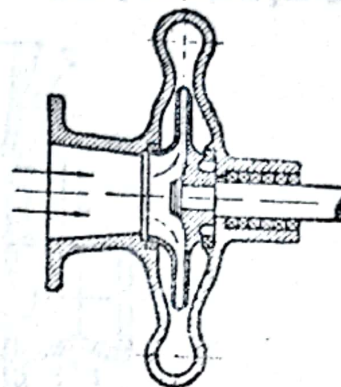


Fig. 54. Schița unei pompe centrifuge radiale.

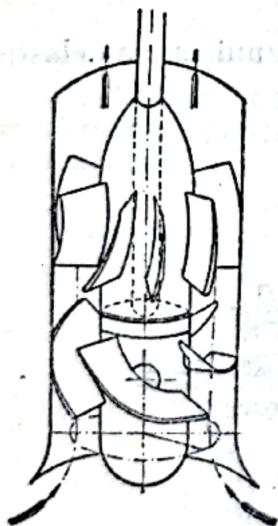


Fig. 55. Schița unei pompe axiale.

pene și al unei piulițe presate într'un cap de ferossiliciu; de cealaltă parte, rotorul este pășuit pe suprafața frontală a bușei.

Pentru descărcarea presetupei, pe bușa rotorului există niște aripioare, cu ajutorul cărora se scoate acidul din presetupă și se trimite spre conducta de aspirație a pompei.

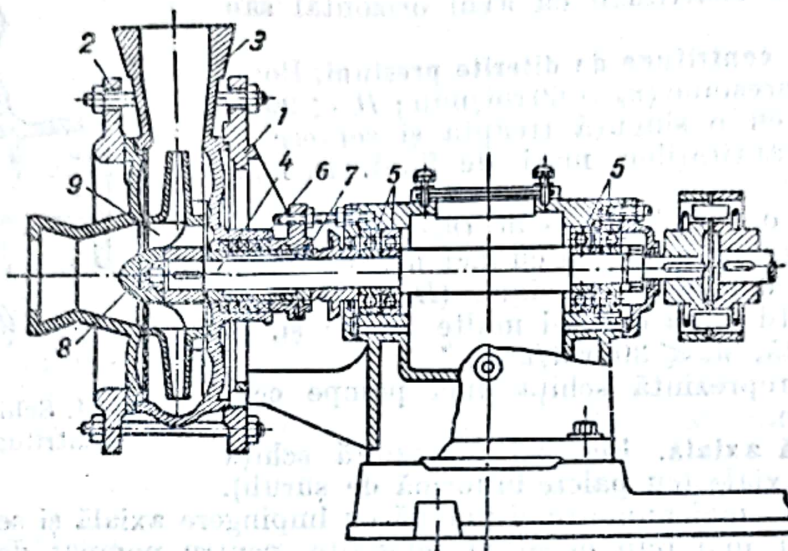


Fig. 56. Pompă centrifugă orizontală, rezistentă la acizi :

1—carcasă; 2—flanșă; 3—corp; 4—arbore; 5—lagăr cu rulmenți;
6—presetupă; 7—bușă; 8—piuliță; 9—aripioare.

Pompa este legată direct de motor, prin intermediul unui cuplaj elastic și se montează pe același bloc cu motorul.

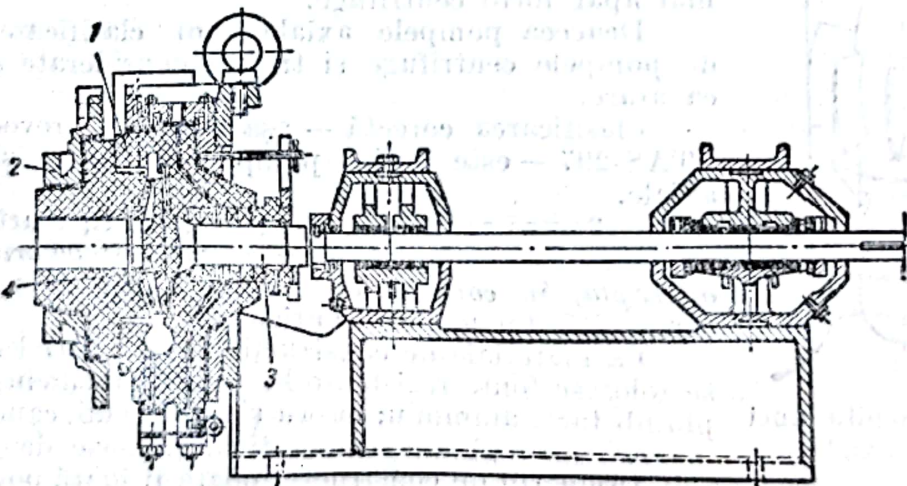


Fig. 57. Pompă de ceramică :

1—corp; 2—carcasă de oțel; 3—arbore; 4—rotor.

Aceste pompe se pot construi pentru debite dela 1 la 110 m³/h și pentru presiuni joase și medii ($H_m < 50$ m).

Din cauza intrării unilaterale a lichidului, forța vie corespunzătoare vitezei c_0 de intrare produce o presiune axială asupra rotorului și o solicitare

axială dăunătoare asupra lagărului. Pentru ameliorarea acestei împingeri, rotorul este prevăzut cu câteva găuri prin care se echilibrează parțial presiunile pe cele două fețe ale rotorului.

Un alt exemplu de acest fel este pompa confecționată din material ceramic (fig. 57), care servește deasemenea pentru pomparea acizilor. Datorită rezis-

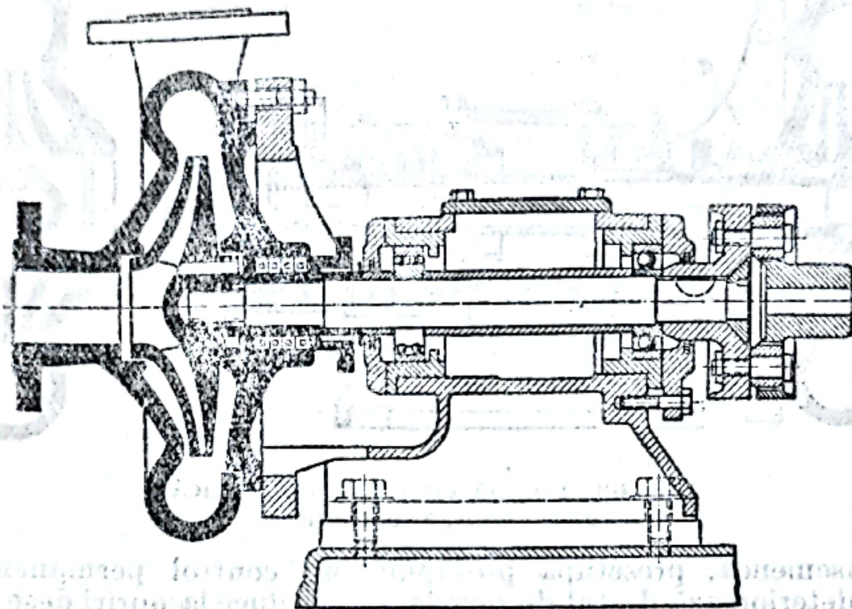


Fig. 58. Pompă centrifugă cu presetupă.

tenței mecanice joase a ceramicii, corpul este încadrat într-o carcasă de oțel sau este întărit cu inele. Debitul: 450—730 l/min și înălțimea de refulare: 10,5—35 m.

d) Pompe centrifuge cu sau fără presetupă. Pompele centrifuge sunt prevăzute, în general, cu una sau cu două presetupe, care asigură etanșeitarea între arborele mobil și carcasa fixă, în scopul de a evita intrarea aerului și deci

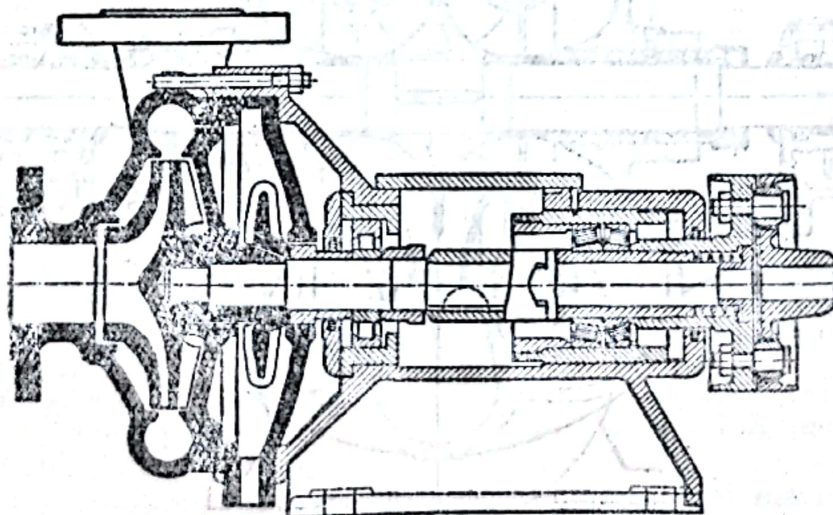


Fig. 59. Pompă centrifugă fără presetupă.

desamorsarea pompei (când presetupa se află către fața anterioară a rotorului deci pe partea de aspirație) și de a înlătura curgerea lichidului (când presetupa se află către spatele rotorului, deci pe partea de presiune — fig. 58).

Presetupa constituie totdeauna partea delicată a pompelor centrifuge, deoarece, din cauza turației mari, ea trebuie strânsă mereu, ajustată sau în-

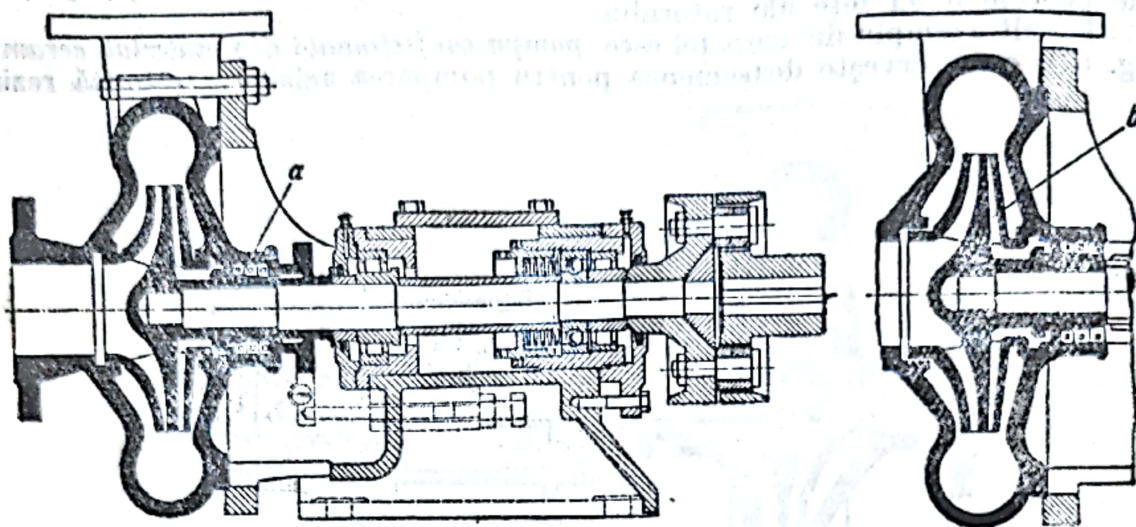


Fig. 60. Pompă cu presetupă conică :
a—în repaus; b—în funcțiune.

locuită. Deasemenea, presetupa presupune un control permanent, iar garnitura ei se deteriorează destul de repede, ceea ce duce la opriri dese ale pompei.

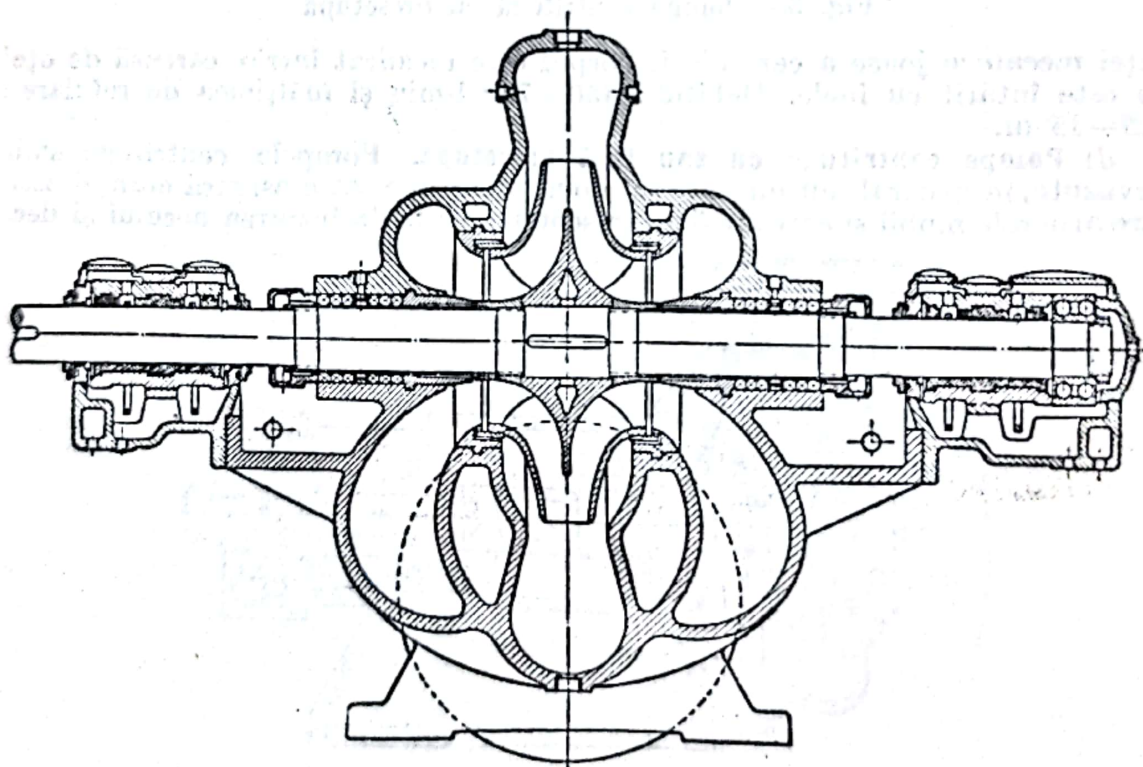


Fig. 61. Pompă cu admisie bilaterală (dublă).

Aceste desavantaje dispar la pompele fără presetupă, care se folosesc pe scară întinsă la transportul acizilor.

O astfel de construcție, care elimină presetupa și o înlocuiește cu palete montate pe spatele rotorului, este cea din fig. 59.

Aceste palete, analog paletelor de pe fața rotorului, aspiră lichidul care ar ajunge în spatele rotorului și ar tinde să se prelingă afară din pompă, ne mai existând presetupa. Prin aceasta, etanșeitatea este bine asigurată atât timp cât pompa este în funcțiune.

La oprire, printr'un mecanism format dintr'un arc și un lagăr conic, arborii, împreună cu rotorul, se deplasează spre dreapta, până când partea centrală din spatele rotorului se așează etanș pe o suprafață șlefuită.

La pornire, rotorul se deplasează spre stânga, părăsind suprafața șlefuită, rolul de etanșare revenind acum paletelor din spatele rotorului.

Acest sistem de pompe se dovedește avantajos în timpul funcționării și desavantajos în timp de repaus, dacă suprafețele șlefuite nu sunt ajustate perfect; deaceia ele sunt recomandate pentru cazurile când pompa funcționează timp îndelungat, iar cele cu presetupă, pentru funcționări intermitente.

În fig. 60 este reprezentată secțiunea unei pompe care întrunește avantajele celor două cazuri precedente.

O presetupă conică servește numai când pompa este în repaus (a), când porțiunea conică a axului stă așezată pe presetupă. În timpul funcționării (b), axul se deplasează spre stânga, etanșarea făcându-se prin paletele din spatele rotorului.

e) **Pompă cu admisie bilaterală.** Această pompă (fig. 61) realizează echilibrarea presiunii axiale și rezolvă în mai bune condiții problema cavității.

f) **Pompă centrifugă cu arbore vertical.** Această pompă (fig. 62) se poate considera ca o variantă a pompei fără presetupă.

Este indicată, când se introduce, împreună cu motorul electric, în puțuri de mare adâncime; normal, aceste pompe au mai multe trepte și sunt cu diametri mici, pentru a se putea înscrie în circumferința puțului.

Aceste pompe se construiesc de obicei pentru debite mari și presiuni joase. Față de avantajul de a nu avea nevoie de presetupă, ele prezintă următoarele dezavantaje: randament scăzut și condiții neprielnice de funcționare a axului.

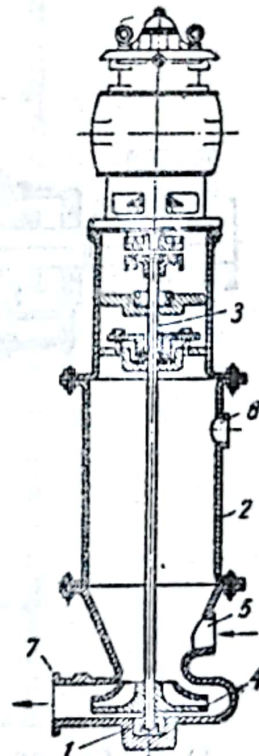
g) **Pompe centrifuge cu mai multe trepte.** Pompele centrifuge cu o singură treaptă (rotor) pot furniza, în mod excepțional, o înălțime manometrică până la 60 m; în mod normal $H_m = 20$ m.

Pentru a se obține însă înălțimi manometrice mai mari (de exemplu pentru evacuarea apelor din mine sau pentru alimentarea cu apă a cazanelor de abur) se folosesc pompele centrifuge de presiune, cu mai multe trepte; fiecare treaptă formată din câte un rotor, toate montate pe un arbore comun.

Lichidul este condus pe rând — în serie — dela o treaptă la alta, câștigând în presiune cu fiecare treaptă care se adaugă.

Fig. 62.
Pompă centrifugă cu ax vertical:

- 1 — partea inferioară a corpului;
- 2 — partea superioară a corpului;
- 3 — arbore;
- 4 — rotor;
- 5 — racord pentru admisie; 6 — racord pentru preaplin; 7 — racord pentru refulare



Azi se construiesc pompe cu până la 20 de trepte, turație de 3 000 rot/min, realizând înălțimi manometrice de 2 000 m și cu randamente de 80%.

În fig. 63 este reprezentată o pompă centrifugă cu două trepte. Caracteristica acestei pompe o constituie faptul că realizează echilibrarea presiunii axiale prin așezarea spate în spate a rotoarelor, și permite o revizuire ușoară, având o poziție orizontală a liniei de demontare (separare). În fig. 64 este reprezentată o pompă centrifugă de presiune cu opt trepte, pentru alimentarea căldărilor de abur.

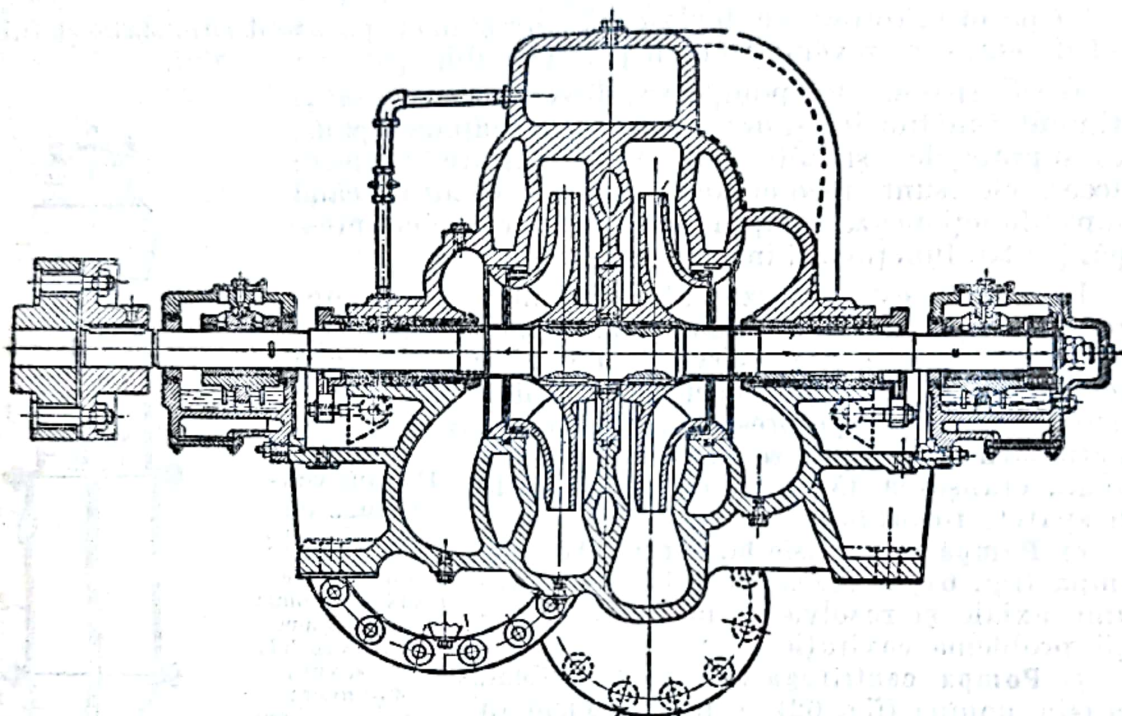


Fig. 63. Pompă centrifugă cu două trepte.

h) În fig. 65 este dată schema unei *pompe centrifuge cu stator*.

i) **Pompe centrifuge autoaspiratoare.** Deoarece la pompele centrifuge nu există supape sau suprafețe etanșe, care să separe partea pompei sub depresiune de cea sub presiune, în mod obișnuit aceste pompe nu pot ridica lichidul, când conducta de aspirație este goală; singură, forța centrifugă nu poate produce o aspirație suficientă, care să aducă lichidul până în pompă, pentru a o amorsa și a începe pomparea propriu zisă.

Conducta de aspirație și pompa trebuie umplute cu lichid înainte de punerea în mișcare a pompei; afară de aceasta, pompele centrifuge nu pot transporta lichide care conțin gaze sau vapori.

Aceste inconveniente pot fi înlăturate astfel:

1. Se prevede, la capătul de jos al conductei de aspirație, un sorb în formă de coș, cu ventil, care are dublul rol de a opri intrarea corpurilor mari în conductă și de a opri lichidul să cadă înapoi, când pompa se oprește; prin aceasta, pompa rămâne plină cu lichid în timpul când nu funcționează, astfel ca să poată porni oricând.

2. Se montează un dispozitiv (fig. 66), care se poate adapta la orice pompă centrifugă și care permite o autoamorsare permanentă.

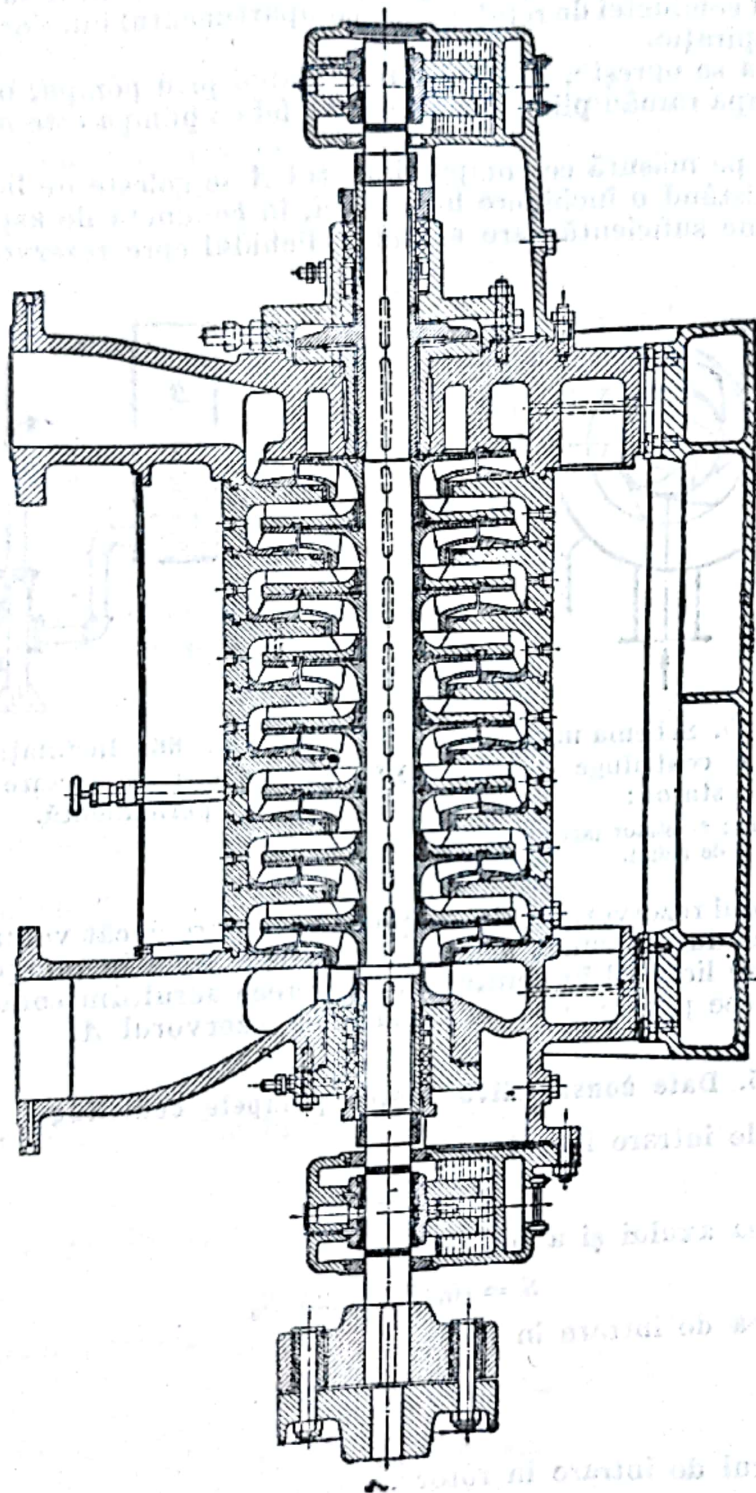


Fig. 64. Pompă de presiune cu opt trepte

Acest dispozitiv constă dintr'un rezervor despărțit în două compartimente și așezat la un nivel superior pompei. Compartimentul superior *B* este așezat în drumul conductei de refulare, iar compartimentul inferior *A*, în drumul conductei de aspirație.

Când pompa se oprește, lichidul curge înapoi prin pompă, însă compartimentul *A* și pompa rămân pline cu lichid, astfel că pompa este în permanență amorsată.

La pornire, pe măsură ce compartimentul *A* se golește de lichidul aspirat de pompă, și existând o închidere hidraulică, în conducta de aspirație se produce o depresiune suficientă care să ridice lichidul spre rezervorul *A*.

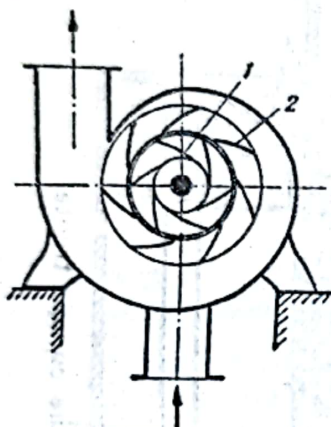


Fig. 65. Schema unei pompe centrifuge cu stator:

1—rotor; 2—stator (aparat de gidaaj).

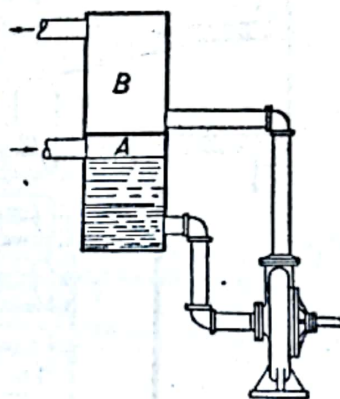


Fig. 66. Instalație pentru amorsare permanentă.

Dacă volumul rezervorului *A* este puțin mai mare decât volumul conductei de aspirație, lichidul pătrunde în acest rezervor și apoi în pompă, care poate astfel să debiteze lichidul în continuare, deoarece aerul din conducta de aspirație nu mai trece prin pompă, ci rămâne în rezervorul *A*.

5. Date constructive pentru pompele centrifuge

1. Viteza de intrare în rotor

$$c_0 = 2-3 \text{ m/s}$$

2. Secțiunea axului și a bucelei

$$S = (0,15 - 0,25) S_0$$

3. Secțiunea de intrare în rotor

$$S_0 = \frac{Q}{c_0} + S$$

4. Diametrul de intrare în rotor

$$d_0 = 2\sqrt{S_0/\pi}$$

5. Viteza de intrare în palete:

$$c_1 = c_0$$

6. Diametrul de intrare în palete :

$$d_1 = D$$

7. Turația n :

la pompele cu electromotor :

$$n = 950, 1\,400, 2\,800 \text{ rot/min.}$$

la pompele cu turbină de abur :

$$n = 2\,000 - 5\,000 \text{ rot/min}$$

8. Unghiul α_1 :

$$\alpha_1 = 90^\circ$$

9. Unghiul β_1 :

$$\tan \beta_1 = \frac{c_1}{u_1}; \quad u_1 = \frac{\pi D_1 n}{60}$$

10. Lățimea paletelor la intrare :

$$b_1 = \frac{Q}{\pi D_1 c_1}$$

11. Diametrul exterior al rotorului :

la pompele de presiune joasă :

$$d_2 = (1,5 - 2) d_0$$

la pompele de presiune înaltă :

$$d_2 = (1,5 - 2,5) d_0$$

12. Unghiul α_2 :

$$\alpha_2 = 8 - 15^\circ$$

13. Unghiul β_2 :

$$\beta_2 = 25 - 50^\circ$$

14. Lățimea paletelor la periferia rotorului :

$$b_2 \cong b_3 - 1 \text{ mm}; \quad b_2 = \frac{Q}{\pi D_2 c_{2r}}$$

15. Numărul paletelor în rotor și în stator :

$$Z = 6 - 12 \text{ Obs. e}$$

16. Viteza periferică la ieșirea din rotor :

$$u_2 = 20 - 25 \text{ m/s}$$

17. Grosimea paletelor :
de fontă :

$$S_p = 4 - 10 \text{ mm}$$

de bronz :

$$S_p = 3 - 6 \text{ mm}$$

$$d = \sqrt[3]{3\,000 \frac{P}{n}}$$

18. Diametrul axului :

19. Viteza lichidului în carcasă :

$$c_s = 2 - 4 \text{ m/s}$$

20. Randamentul hidraulic (intrare) :
 la pompele fără stator : $\eta_h = 0,5 - 0,65$
 la pompele cu stator : $\eta_h = 0,6 - 0,75$
 la pompele moderne de presiune înaltă : $\eta_h = 0,7 - 0,8$
21. Randamentul mecanic al pompei : $\eta_m = 0,9 - 0,98$
22. Randamentul mecanic al motorului : $\eta_M = 0,9$
23. Randamentul total : $\eta = 0,45 - 0,75$

6. Calculul unei pompe centrifuge

Exemplu : Să se calculeze caracteristicile și dimensiunile principale ale unei pomp centrifuge cu intrare dublă, care să poată ridica un debit de apă de $12 \text{ m}^3/\text{min}$ la înălțimea de 10 m .

Date

1	Debitul pompei	Q	12	m^3/min	Dat
2	Înălțimea (manometrică)	H_m	10	m	Dat

Puterea pompei și a motorului

3	Randamentul hidraulic	η_h	0,63		
4	Randamentul mecanic al pompei	η_m	0,95		
5	Randamentul mecanic al motorului	η_M	0,9		
6	Puterea pompei	P_p	45	CP	Ecuatia (10)
7	Puterea motorului	P	50	CP	Ecuatia (11)

Diametrii rotorului

8	Debitul pentru o singură intrare	$Q/2$	6	m^3/min	(1)/2
9	Viteza de intrare în pompă	c_0	2	m/s	Date constructive
10	Secțiunea liberă de intrare	$S_0 - S$	0,05	m^2	(8) : 60 · (9)
11	Secțiunea ocupată de arbore și bucea	S/S_0	15	%	Ales — (Obs. e)
12	Secțiunea de intrare	S_0	0,059	m^2	(10) · 100 : 100 — (11)
13	Diametrul de intrare	D_0	275	mm	
14	Diametrul de intrare în palete	d_1	255	mm	Constructiv
15	Diametrul exterior al rotorului	d_2	550	mm	2 · (13) Date constructive

Viteze și numărul de rotații

16	Unghiul α_2	α_2	10	grd	Date constructive
17	Unghiul β_2	β_2	30	grd	Date constructive
18	Viteza periferică la ieșire	u_2	14,6	m/s	(Obs. f)
19	Viteza lichidului la ieșirea din rotor	c_2	11,4	m/s	(Obs. f)
20	Turația (Obs. g)	n	516	rot/min	$60 \cdot (18) / \pi \cdot (15)$

Lățimea paletelor

21	Viteza lichidului la intrarea în paletă	c_1	2	m/s	(9)
22	Lățimea paletelor la centru	b_1	64	mm	(Obs. h)
23	Proiecția pe rază a vitezei c_2	c_{2r}	2	m/s	(21)
24	Lățimea paletelor la periferia rotorului	b_2	60	mm	(Obs. h)

Unghiul și viteza la intrare

25	Viteza periferică	u_1	6,9	m/s	$(18) \cdot (14) : (15)$
26	Unghiul α_1	α_1	90	grd	Date constructive
27	Unghiul β_1	β_1	18	grd	Fig. 65

Arborele

28	Diametrul arborelui	d	65	mm	$d = \sqrt[3]{3000 \cdot P/n}$
29	Dimetrul bucei	d_0	100	mm	Constructiv
30	Secțiunea arborelui și a bucei	S	78	cm ²	$\pi (29)^2 : 4 \cdot 100$
31	Raportul S/S_0 (verificare)	S/S_0	13	%	(Obs. e)

Construcția rotorului

32	Grosimea pereților	S_p	10	mm	Constructiv
33	Grosimea paletelor	S_p	4	mm	(Obs. b)
34	Numărul paletelor	z	8	—	(Obs. c)

Obs. : a) Valori mari pentru c_0 și c_1 , conduc la d_0 și d_1 mici și, prin aceasta, la frecări mai reduse în rotor; se micșorează însă înălțimea de aspirație.

b) Grosimea paletelor se poate obține din relația :

$$\frac{\pi d_1}{\pi d_1 - z S_p} = 1,15 - 1,25.$$

c) Numărul paletelor este dat de formula :

$$z = 6,5 \frac{d_2 + d_1}{d_2 - d_1} \sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}$$

d) Alegerea unei pompe cu sau fără stator se face ținând seamă de relația:

$$H = v \frac{u_2^2}{2g} = kn^2 d_2^2,$$

în care v și k au valorile:

— pentru pompe cu stator:

$$v = 0,93 - 1,1; k = (1,3 - 1,5) 10^{-4}$$

— pentru pompe fără stator:

$$v = 0,70 - 1; k = (1,0 - 1,4) 10^{-4}$$

e) Din secțiunea totală de intrare S_0 o parte este ocupată de arbore și de buchea rotorului, prinsă cu pană de arbore. În calcul se ia, la început, o valoare aproximativă, rămânând ca ulterior să se verifice (fig. 67).

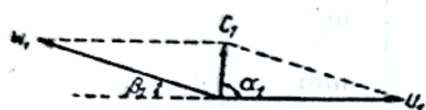


Fig. 67. Paralelogramul vitezelor la intrarea în rotor.

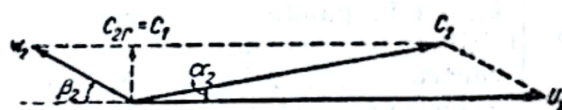


Fig. 68. Paralelogramul vitezelor la ieșirea din rotor.

f) valorile lui u_2 și c_2 se obțin astfel:

— Din paralelogramul vitezelor, la ieșirea din rotor (fig. 68) rezultă:

$$\frac{c_2}{u_2} = \frac{\sin 30^\circ}{\sin (180^\circ - 40^\circ)} = \frac{\sin 30^\circ}{\sin 40^\circ} = 0,78.$$

A doua ecuație este ecuația fundamentală a pompelor centrifuge:

$$H_m = \eta_h \frac{c_2 u_2 \cos \alpha_2}{g}$$

Din aceste două ecuații se pot obține valorile celor două necunoscute:

$$c_2 = 11,4 \text{ m/s};$$

$$u_2 = 14,6 \text{ m/s}.$$

g) Dacă numărul de rotații $n = 60u_2/\pi d$ este fixat de caracteristicile motorului, se fac încercări cu alte valori pentru α_2 și β_2 , în calculul dela observația f, până când rotația calculată este egală cu rotația impusă.

h) Lățimea paletelor la centrul rotorului (intrare) este dată de relația:

$$Q = \pi d_1 b_1 c_1; \quad \text{— pompă cu intrare simplă};$$

$$\frac{Q}{2} = \pi d_1 b_1 c_1 \quad \text{— pompă cu intrare dublă}.$$

Lățimea paletelor la periferia rotorului este dată de relația:

$$Q = \pi d_2 b_2 c_2 \sin \alpha_2;$$

$$Q = \pi d_2 b_2 c_{2r},$$

unde c_{2r} este proiecția pe rază a lui c_2 , proiecție care se ia egală cu $c_1 \approx 2 \text{ m/s}$.

i) Pompele centrifuge se construiesc de obicei din fontă, cu rotorul de fontă sau de bronz.

În cazul lichidelor corozive, părțile care vin în contact cu lichidul se fac din materiale rezistente la coroziune (gresie, porțelan, sticlă) sau se căptușesc cu ebonită, rășini sintetice, etc.

În industria chimică se folosesc mult pompe centrifuge care servesc la transportul lichidelor viscoase, agresive, sau cu suspensii.

Pentru aceste cazuri, pompele centrifuge trebuie să îndeplinească anumite condiții specifice: să aibă o durată lungă de funcționare, exploatare simplă și ieftină, funcționare sigură. Organele lor trebuie să fie masive și cu o formă destul de simplă, pentru a fi ușor de turnat și de prelucrat, chiar dacă simplitatea lor micșorează randamentul.

7. Standardizarea pompelor centrifuge și axiale

S'a procedat curând la tipizarea pompelor centrifuge și axiale. Acest standard se referă la pompele centrifuge și la cele axiale folosite pentru trans-

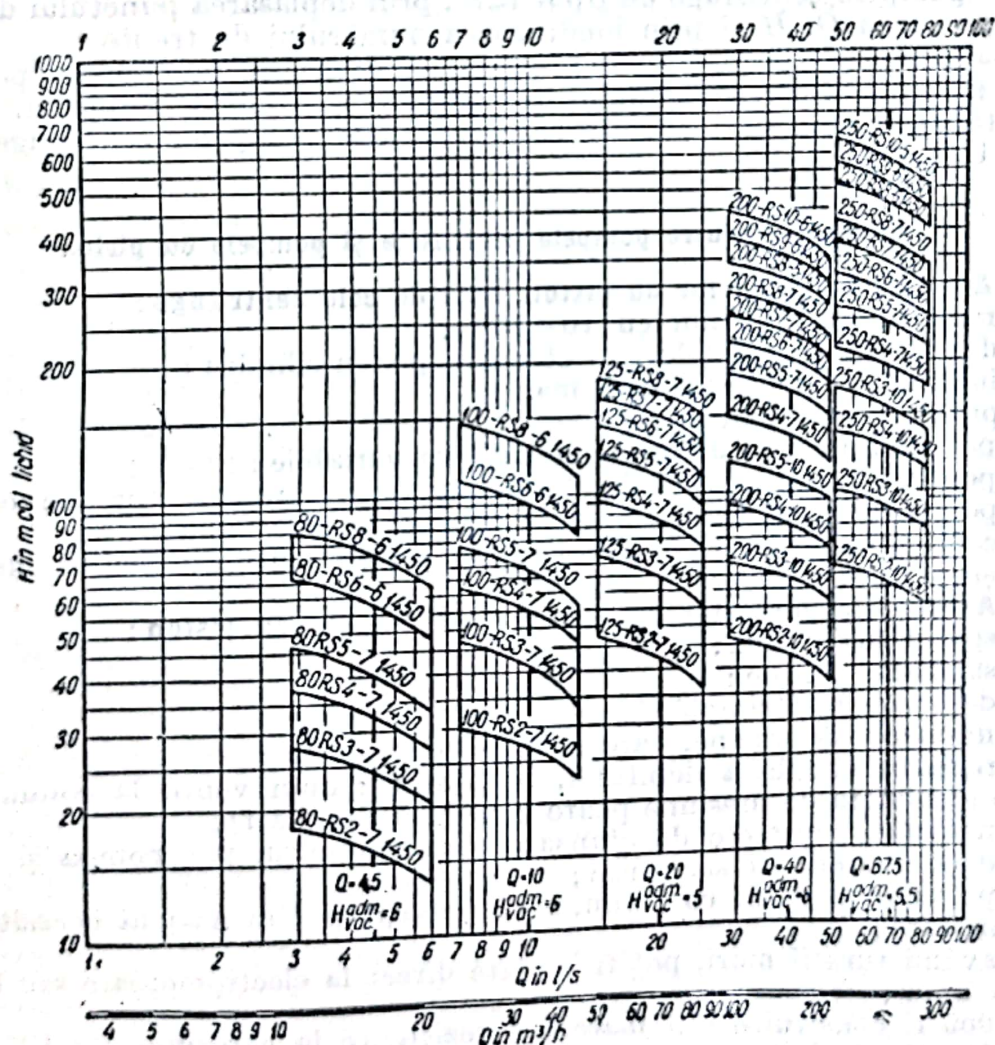


Fig. 69. Domeniile de funcționare ale pompelor centrifuge.

portul apei curate la o temperatură de cel mult 105°C cum și al lichidelor care au proprietăți asemănătoare celor ale apei în ce privește viscozitatea

și acțiunea chimică în limitele de debit Q și presiunea H specificate în tabelele și diagramele din STAS.

Se prevăd:

a) Parametrii fundamentali ai pompelor (Q , H , n , n_s , P , η , înălțimea de aspirație admisibilă la vacuummetre, diametrul racordului de aspirație).

b) Domeniile de funcționare. Acoperirea regiunii $Q - H$ cu câmpurile pompelor de diferite tipuri și dimensiuni se face așa cum se arată în fig. 69.

Ca notație (simbol) al pompei se dă exemplu: 80-R.S. 4-7-1 450 ceea ce înseamnă: diametrul racordului de aspirație 80 mm, pompă cu mai multe trepte și secțiuni având rotorii cu intrare multilaterală (R.S.), 4 trepte, 7 reprezintă turația specifică redusă de zece ori și rotunjită 1 450 rot/min.

Se pot obține caracteristici suplimentare, reduse, în ce privește presiunea, deci lărgirea domeniului de funcționare:

— la pompele centrifuge de toate tipurile exceptând tipul R.S., prin deplasarea punctului de funcționare pe curbă Q , H și prin strunjirea diametrului exterior al rotorului;

— la pompele centrifuge de tipul R.S., prin deplasarea punctului de funcționare pe curba Q , H și prin modificarea numărului de trepte;

— la pompele axiale, prin deplasarea punctelor de funcționare pe curba Q , H și prin modificarea unghiului de înclinare al paletelor rotorului.

În tabelele 4–8 sunt arătate caracteristicile pompelor centrifuge fabricate în U.R.S.S.

8. Comparație între pompele centrifuge și pompele cu piston

a) Avantajele pompelor cu piston, față de cele centrifuge:

- randament mai bun cu 10–15%;
- din cauza suprafețelor de etanșare piston-cilindru:
- înălțimi de aspirație mai mari;
- presiuni mai înalte;
- pot funcționa la debite și la înălțimi variabile;
- pentru o variație mare a debitului, randamentul rămâne aproape constant;
- pot porni chiar când conducta de gaz nu este plină;
- când funcționează cu abur, acesta poate fi utilizat pentru încălzire, după ieșirea lui din pompă.

b) Avantajele pompelor centrifuge față de cele cu piston:

- spațiu mai redus;
- sunt mai ieftine;
- deservire mai simplă;
- nu necesită supape, care sunt părți sensibile;
- reglarea simplă a debitului, cu ajutorul unui ventil la conducta de refulare (conducta de presiune poate fi închisă complet);
- neavând suprafețe de etanșare piston-cilindru, pot pompa și lichide murdare cu materii în suspensie;
- presiune și debit continuu, fără pulsații și fără să mai necesite vase de amortisare;
- având turații mari, pot fi cuplate direct la electromotoare sau la turbine cu abur;
- pot fi construite din materiale rezistente la coroziune;
- funcționând fără șocuri, necesită fundații reduse;
- sunt cele mai indicate pentru debite mari și presiuni relativ joase (condiții caracteristice instalațiilor din uzinele chimice);
- se pretează la transportul lichidelor viscoase sau care conțin corpuri solide în suspensie, deoarece nu au ventile care s'ar astupa ușor.

Pompe centrifuge cu o singură treaptă

Tabela 4

Marca pompei	Productivitatea m ³ /h	Presiunea m	Puterea necesară kW	Turația rot/min	Diametrul racordului	
					de ab- sorbtie mm	de eva- cuare mm
ЦНШ-40	15,4—20,8	26—20	—	2 925	50	40
ЦНШ-65	45,1—67,4	28—22	—	2 925	76	65
ЦНШ-80	73,5—93,1	34—28	—	2 925	80	80
1 ¹ / ₂ HKВ	14,5—32,5	31—24	2,7—3,8	2 900	65	38
1 ¹ / ₂ КНУ	20—46,5	52—40	5,3—8,8	2 900	65	38
2HK	25—45	28—20	3,5—3,8	2 900	65	50
2HKВ	20—46,5	39—28	4,1—6	2 900	65	50
2HKУ	25—87	63—55	8,1—14	2 900	65	50
2 ¹ / ₂ HK	43—72	40—28	6,8—8,5	2 900	76	65
2 ¹ / ₂ HKУ	54—90	78—72	20—28	2 900	76	65
2 ¹ / ₂ HKУ	54—90	82—76	21—28	2 900	76	65
2 ¹ / ₂ HKУ	65—90	90—85	25—32	2 900	76	65
2 ¹ / ₂ HKВ	32—47	55—48	7,5—9,4	2 900	76	65
3HK	57—108	56—39	12,5—16,5	2 900	100	76
3HKВ	72—120	88—77	28—38	2 900	100	76
4HK	54—108	20—15	44—72	1 450	125	100
5HK	150—216	15,5—13,8	8,6—10,3	1 450	150	125
4НДВ	90—108	25—22	12	1 450	150	100
	126—180	94—84	60	2 950	150	100
	150—180	102—97	79	2 950	150	100
5НДВ	126—180	30—26	22	1 450	150	125
	150—216	33—28	35	1 450	150	125
	180—250	38—31	45	1 450	150	125
3K-6	36—65	61—48	10,3—14	2 900	100	75
4K-6	65—90	105—100	48	2 900	125	100
AP-60	24	20	4,5	1 450	100	60
AP-100	90	30	20,5	1 450	150	100
AP-150	180	40	40	1 450	200	150
2 ¹ / ₂ НФ	43,2—108	50—42	12—20	3 000	76	65
4НФ	108—198	25—22	14—22	1 450	100	100
2НП	23—40	6—24	2,6—10	1 035—1 850	50	100
4НП	68—113	9—30	8,5—28	775—1 315	100	150

Obs. Pompele НП sunt destinate pentru apă curată până la o temperatură de 70 °C; HK — pentru apă curată până la o temperatură de 100 °C; AP-pentru apă curată sau puțin impură, până la o temperatură de 60 °C, cum și pentru lichide cu o vîscozitate până la 4 °E; НП — pentru nisip.

Tabela 5

Pompe centrifuge cu mai multe trepte

Marca pompei	Produc-tivitatea m ³ /h	La cel mai mic număr de trepte			La cel mai mare număr de trepte			Turăția rot/min	Diametrul racordului	
		Numă-rul treptelor	Pre-siunea m	Puterea kW	Numă-rul treptelor	Pre-siunea m	Puterea kW		de ab-sorbție mm	de eva-cuare mm
KCM	30	2	50	9	10	250	45	1 450	125	100
	50	2	50	14	10	250	67	1 450	125	100
	70	2	50	20	10	250	91	1 450	125	100
	100	2	60	30	9	270	135	1 450	200	150
	150	2	60	45	9	270	183	1 450	200	150
АЯП	40	2	50	12	10	250	60	1 450	80	80
	75	2	50	19	11	275	100	1 450	100	100
	150	2	100	95	11	660	480	1 450	150	150
ДИП	30	5	125	22,5	10	250	45	2 950	100	76
	50	2	68	17	8	272	68	2 950	100	100
	75	2	90	32	10	450	157	2 950	125	125
	100	2	110	48	10	550	240	2 950	150	125
	150	2	140	90	9	630	400	2 950	150	150
VI	36	3	25	6,6	6	50	13	1 450	75	75
	54	4	70	24,3	6	92	37	1 450	100	100
	86,4	3	53	29	5	92	46,5	1 450	125	125

Obs. Pompele KCM și ДИП pot fi utilizate pentru apă curată până la o temperatură de 90 °C, grupa VI — pentru apă curată până la o temperatură de 60 °C, ДИП pentru lichide cu o viscozitate 5—6 °E, până la o temperatură de 40 °C.

Tabela 6

Pompe centrifuge cu multe trepte

Marca pompei	Productivitatea m ³ /h	Presiunea m	Puterea *) kW	Turatia rot/min	Numarul treptelor	Diametrul racordului	
						de absorbtie mm	de evacuare mm
3B 75 × 2	{ 96 110	75 110	40 65	{ 2 950	2	125	75
3B 75 × 4	{ 96 120	150 220	80 130	{ 2 950	4	125	75
4B 50 × 2	{ 24 28 36	83 102 125	12 16 23	{ 2 950	2	65	50
4B 75 × 2	{ 70 75 90	120 130 180	45 50 80	{ 2 950	2	125	75
4B 100 × 2	{ 130 140 160	115 128 150	70 80 105	{ 2 950	2	150	100
4HMK-2	{ 126-180 126-180	145-120 165-145	79-93 93-100	{ 2 950	2	150	100
3HMI' × 3	58-79	108-96	48	2 900	3	75	75
3HMI' × 4	58-79	144-128	60	2 900	4	75	75
3HMI' × 6	58-79	216-192	93	2 900	6	75	75

*) Puterea recomandată a motorului.

Tabela 7

Pompe centrifuge rezistente la aelzi

ЭЧ — de fontă, ЭС — de ferosiliciu, ЭХ — cu mult crom și ЭГ — din plumb tare

Dimensiunea pompei	Productivitatea m ³ /h	Presiunea m	Turația rot/min	Puterea motorului kW	Dimensiunea pompei	Productivitatea m ³ /h	Presiunea m	Turația rot/min	Puterea motorului kW
3/23	5—2	16—7	1 450	3,2	8/28	40—90	22—13,5	1 450	13,5
3/25	5—20	19—9	1 450	3,6	8/32	40—90	30—22	1 450	23
5/23	15—30	17—14	1 450	5,4	8/35	40—90	36—27,5	1 450	29
5/25	15—30	20—17	1 450	6,6	10/25	60—110	17—8,5	1 450	13,5
5/27	15—30	24—21	1 450	8,3	10/28	60—110	23—15	1 450	18
5/30	15—30	30—27	1 450	9,9	10/32	60—110	30—22	1 450	29
8/25	40—90	16—7,5	1 450	10,5	10/35	60—110	36—28	1 450	36

Obs.: 1. Pompele ЭГ au dimensiunile dela 3/23 până la 5/30.

2. Cifrele dela numărătorul fracției cu care se însemnează dimensiunile pompei, indică diametrul racordului de evacuare, în cm.

3. Puterea motorului este indicată pentru transvazarea unui lichid cu o greutate specifică de 1,8.

4. Marca pompei include semnul tipului de pompă și dimensiunile sale ; de exemplu ЭЧ 3/25, ЭЧ 8/25, etc.

Tabela 8

Pompe centrifuge rezistente la acizi KH3 (din ferosiliciu) și XH3
(cu mult erom)

Marca pompei	Productivitatea m^3/h	Presiunea m	Turația rot/min	Puterea motorului kW
XH3- 3/23	19,8— 5,1	7—16	1 450	3,0
XH3- 3/25	19,8— 5,1	9—19	1 450	3,5
KH3- 4/18	15,0— 9,0	6—8	1 450	2,0
KH3- 4/20	18,0— 6,0	8,5—10,5	1 450	2,5
KH3- 5/23	33,0—16,2	12—15	1 450	6,0
XH3- 5/23	33,0—16,2	12—15	1 450	6,0
KH3- 5/25	36,6—18,0	15—17,5	1 450	8,0
XH3- 5/25	36,6—18,0	15—17,5	1 450	8,0
KH3- 6/27	48,0—27,0	18—21	1 450	12,5
XH3- 6/27	48,0—27,0	18—21	1 450	12,5
KH3- 6/30	60,0—30,0	22—26	1 450	17,0
XH3- 6/30	60,0—30,0	22—26	1 450	17,0
KH3- 8/32	81,0—43,8	25—29	1 450	23,0
KH3- 8/35	90,0—48,0	30—35	1 450	31,8
KH3-10/35	108,0—60,0	28—36	1 450	35,0

Obs. 1. Cifra dela numărătorul mărcii pompei arată diametrul racordului de evacuare, în cm.

Obs. 2. Puterea motorului este indicată pentru transvazarea unui lichid cu greutate specifică 1,8.

Față de multiplele lor avantaje și tipuri de construcție, pompele centrifuge pot și tind să fie folosite în toate cazurile care se prezintă în tehnică.

Rămâne cazul pompării de debite mici la înălțimi mari, când pompele cu piston își păstrează avantajele și sunt preferate.

DISPOZITIVE ROTATIVE

a) **Pompa cu tambur excentric** (fig. 70). Un tambur se rotește excentric și etanș într-o carcasă, și prin aceasta aspiră și refulează lichidul de pompat. O paletă se sprijină continuu și etanș pe tambur, sub greutate proprie sau apăsată de un arc, despărțind astfel cele două spații — de aspirație și de refulare; acest cilindru poartă și ieșirea pentru lichid (evacuare).

b) **Pompa cu roți dințate**. Este formată din doi cilindri dințati, care se rotesc în sensuri contrare, etanși între ei și față de carcasă. Principiul de funcționare rezultă din fig. 71.

Debitul pompat este constant, indiferent de presiunea sub care lucrează sau de rezistențele din conducte.

Caracteristice: randament volumetric 90%; debit până la 20 m^3/h ; presiunea 5—25 at, excepțional 100 at.

c) **Pompa cu pistoane rotative.** La această pompă, două pistoane se rotesc în sens contrar, etanș între ele și față de carcasă, transportând cantități fixe de lichid în compartimentele dintre pistoane și carcasă (fig. 72).

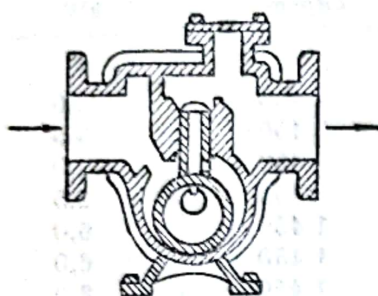


Fig. 70. Pompă cu tambur excentric.

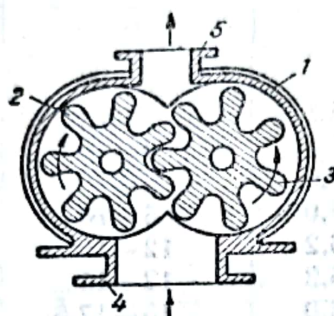


Fig. 71. Pompă cu roți dințate:

1 — corp; 2, 3 — roți dințate;
4 — racord de admisie; 5 — racord de refulare.

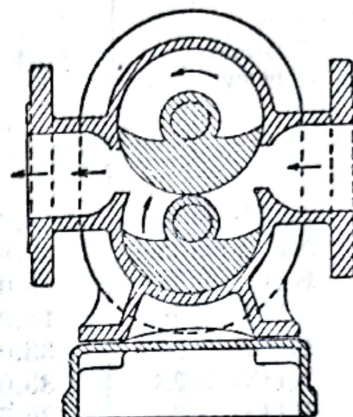


Fig. 72. Pompă cu pistoane rotative.

Pompa cu piston rotativ — sistem șurub este reprezentată (fig. 73).

Pompele rotative prezintă următoarele avantaje: debit constant (indiferent de presiunea sau de rezistențele în conducte); lipsa ventilelor; cost mic.

Debitul poate fi reglabil numai printr-o conductă în derivație cu robinet.

Inălțimea de aspirație a pompelor

Inălțimea de aspirație este dată de ecuația (punctul 1, la nivelul lichidului în rezervorul de aspirație; punctul 2, imediat înainte de intrarea în pompă)

$$h_s = \frac{P_1}{\gamma} - \frac{P_2}{\gamma} + \frac{w_2^2}{2g} - l, \quad (23)$$

care se deduce ușor din ecuația lui Bernoulli, cunoscând că:

$h_2 - h_1 = h_s$ este înălțimea de aspirație;

$w_1 = 0$ — viteza în rezervorul de aspirație;

$W = 0$ — pentru că între 1 și 2, pe conducta de aspirație nu există pompă;

$\gamma_1 = \gamma_2 = \gamma$ — greutatea specifică a lichidului;

P_1 — presiunea în rezervor (sau în puț);

P_2 — presiunea dinaintea pompei = tensiunea maximă a vaporilor lichidului la temperatura de pompare.

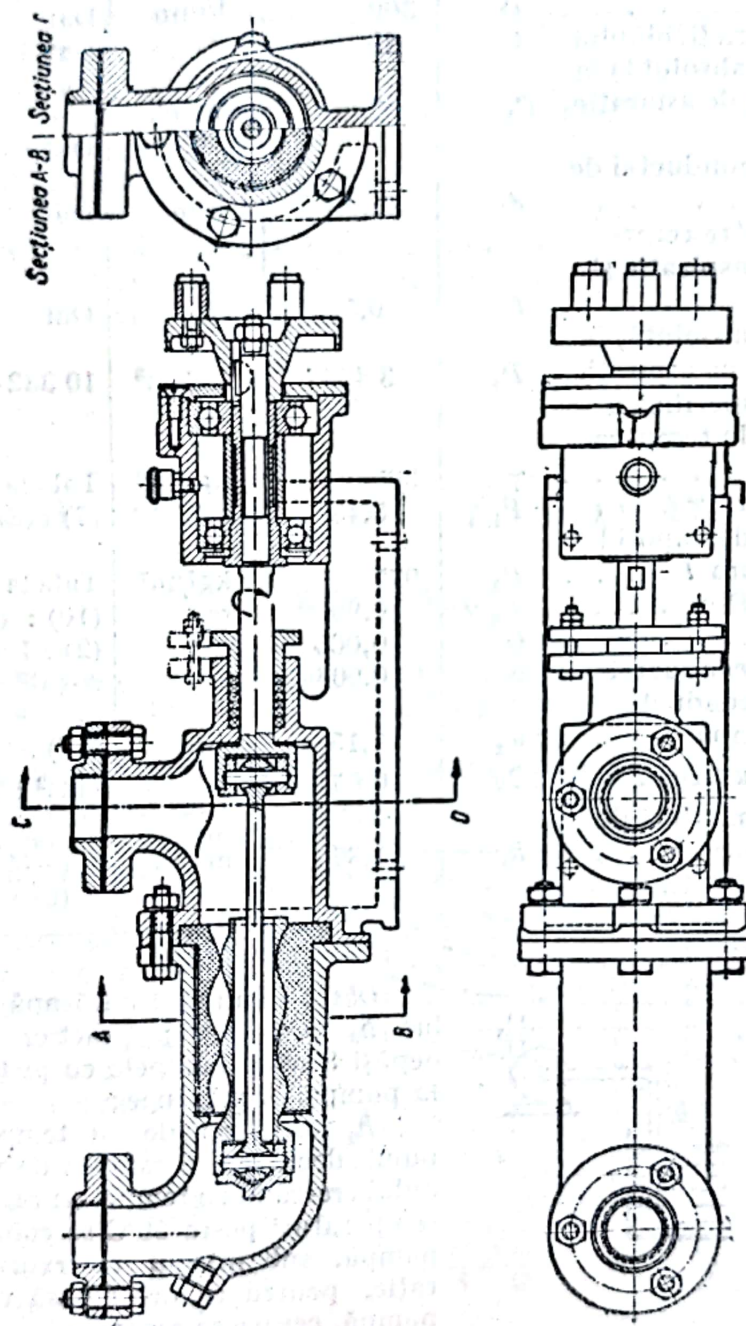


Fig. 73. Pompă cu piston rotativ — sistem șurub.

Exemplu. Să se determine înălțimea maximă de aspirație pentru o pompă care funcționează în condițiile arătate mai jos :

1	Lichidul de pompat	apa				Dat
2	Debitul	Q	300	l/min		Dat
3	Temperatura lichidului	t	45	°C		Dat
4	Presiunea (absolută) în rezervorul de aspirație	P_1	250	mm col. Hg		Dat
5	Diametrul conductei de aspirație	d	75	mm		Dat
6	Frecările între rezervorul de aspirație și pompă	f	0,50	m		Dat
7	Presiunea (absolută) în rezervorul de aspirație	P_1	3 400	kgf/m ³		10 332 · (4)/760
8	Greutatea specifică a lichidului la temperatura t	γ	990	kgf/m ³		Tabela Mollier (7) : (8)
9	Termenul P_1/γ	P_1/γ	3,43	m		
10	Tensiunea de vapori la temperatura t	P_2	977	kgf/m ²		Tabela Mollier (10) : (8)
11	Termenul P_2/γ	P_2/γ	0,99	m		(2) : 1 000 · (60)
12	Debitul	Q	0,005	m ³ /s		$\pi \cdot (5)^2 : 1 000^2 \cdot 4$
13	Secțiunea conductei	S	0,00443	m ²		
14	Viteza (în conductă) lângă pompă	w_2	1,15	m/s		(12) : (13)
15	Termenul $w_2^2/2g$	$w_2^2/2g$	0,07	m		(14) ² : 2 · 9,81
16	Inălțimea maximă de aspirație	h_s	1,87	m		(9) — (11) + (15) — (6) ecuația (1)

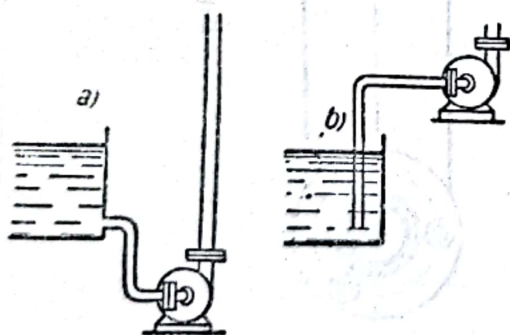


Fig. 74. Așezarea pompei față de nivelul lichidului de aspirat :
a — sub nivel; b — deasupra nivelului.

Când nivelul apei este mai adânc decât h_s , practic admis, se folosesc pompe speciale cu motor blindat, introduse adânc în puț, sau se montează

Obs. : Când se aspiră apă rece se poate lua $h_s = 4-8$ m; practic, h_s nu poate depăși 8 m la pompele cu piston, și 6-7 m la pompele centrifuge;

h_s scade repede cu temperatura lichidului, deoarece, presiunea de vapori a lichidului crescând cu temperatura, crește P_2 ; la temperaturi peste 50°C se coboară, de obicei, pompa, sub nivelul rezervorului de aspirație, pentru ca lichidul să curgă liber în pompă, ceea ce se recomandă — în special — pentru pompele centrifuge (fig. 74).

Pentru a asigura, în general, aspirația lichidului în pompele centrifuge, înainte de punerea în mișcare, atât pompa, cât și conducta de aspirație trebuie umplute cu lichid (să se amorseze).

o pompă obișnuită, pe un podeț, la un nivel mai jos decât gura puțului, respectând astfel h_s .

— La capătul conductei de aspirație, la pomparea din puțuri, se prevede un sorb — de preferință cu supapă; acest sorb trebuie să fie la minimum 0,5 m sub nivelul apei și la minimum 0,5 m dela fundul puțului.

În încheierea acestui capitol trebuie menționat că, atunci când se comandă o pompă, trebuie să se indice:

- puterea pompei;
- presiunea la care va funcționa (înălțimea hidraulică = înălțimea geometrică + pierderile);
- debitul necesar să fie pompat;
- diametrul conductei la aspirație și refulare;
- turația — când aceasta este impusă de motor sau de transmisia existentă; când comanda se face și pentru pompă și pentru motor, turația și puterea lor trebuie să corespundă.

VIII. COMPRESOARE ȘI VENTILATOARE

GENERALITĂȚI

Compressoarele și ventilatoarele sunt mașini care comprimă gazele, fie pentru a fi transportate (ventilatoare), fie pentru a le aduce la presiuni înalte (compresoare).

Aceste mașini aspiră gazul din conducta de aspirație, la presiunea p_a , și îl comprimă până la presiunea p_r , cu care îl evacuează în conducta de refulare.

Se deosebesc:

Compressoare cu piston, folosite pentru debite până la 500 m³/min și cu p_r dela 2 la 1 000 at, în instalațiile industriale, și până la 5 000 at, în instalațiile de laborator.

Turbocompressoare, folosite pentru debite mai mari și pentru rapoarte mai mici între p_r și p_a .

Ventilatoare, folosite pentru debite diferite și pentru presiuni efective până la 0,1 at.

Compressoare care nu depășesc 2 — 3 at și care se numesc, de obicei, **sufblătoare de gaz** (suflante): cu pistoane (rotative) sau turbosuflante.

Aceste domenii de folosire a compresoarelor și a ventilatoarelor sunt indicate în fig. 1.

Domeniile de folosire a compresoarelor sunt date în tabela 1.

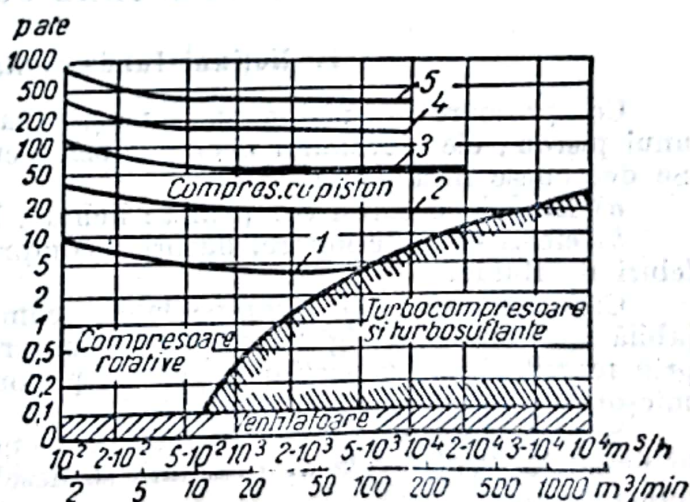


Fig. 1. Domeniile de folosire a compresoarelor și a ventilatoarelor;

1 — limita de folosire a compresoarelor cu piston cu o treaptă;
2 — cu două trepte; 3 — cu trei trepte; 4 — cu patru trepte;
5 — cu cinci trepte.

Tabela 1

Domeniile de folosire a compresoarelor

Domeniile de folosire a compresoarelor	Gazele comprimate	Presiunea de lucru at
1. Industria chimică		
Domeniul presiunilor joase	Diferite gaze	2-5
Producția de azot și de oxigen	Aer	50-220
Sinteza amoniacului	$N_2 + 3H_2$	200-1 000
Sinteza metanolului	$CO + 2H_2$	250-300
Sinteza ureei	$CO_2 + NH_3$	100-150
Sinteza benzinei	H_2	150-200
2. Industria frigoriferă		
Mașini frigorifere cu amoniac	NH_3	8-13
Mașini frigorifere cu bioxid de sulf	SO_2	2,5-5,5
Mașini frigorifere cu bioxid de carbon	CO_2	60-80
Mașini frigorifere cu freon	CCl_2F_2 (freon)	6-10
3. Metalurgie		
Cuptoare înalte	Aer	1,5-2
Convertizoare	Aer	1,5-3

COMPRESOARE CU PISTON

1. Noțiuni fundamentale. Principii

Compresoare cu piston sunt mașini care comprimă gazele cu ajutorul unui piston; ele corespund deci pompelor cu piston (cu mișcări alternative). Se deosebesc însă prin:

- fluidul pe care-l comprimă: lichide, la pompe; gaze, la compresoare;
- ciclul de funcționare, datorită compresibilității diferite ale celor două feluri de fluide.

Ciclul teoretic pentru pompe, la care compresibilitatea lichidelor este neglijabilă, este arătat în fig. 2, iar pentru compresoare, în fig. 3, caracterizându-se prin faptul că, pe o porțiune a cursei pistonului, gazul este comprimat cu o micșorare importantă de volum.

Supapele de admisie se deschid în punctele A, ale ciclului, și se închid în punctele B, iar cele de evacuare se deschid în punctele C și se închid în punctele D.

Lucrul mecanic necesar pentru comprimare rezultă din însumarea lucrului mecanic necesar pentru fiecare fază a ciclului (fig. 4).

Faza I: aspirația gazului (porțiunea AB), la care lucrul mecanic este reprezentat prin suprafața ABEO. Deci:

$$L_1 = OA \cdot OE = p_1 V_c = p_1 s A,$$

unde:

V_c este volumul cilindrului (cilindreea);

s — cursa pistonului;

A — secțiunea pistonului.

Faza II : *comprimarea* (porțiunea BC), la care lucrul mecanic este reprezentat de suprafața $BCFE$ și este dat, ca valoare, de :

$$L_{II} = \int_{V_c}^{V_2} p dV.$$

Faza III : *evacuarea* (porțiunea CD), la care lucrul mecanic este reprezentat de suprafața $CDOF$. Deci :

$$L_{III} = OD \cdot OF = p_2 V_2.$$

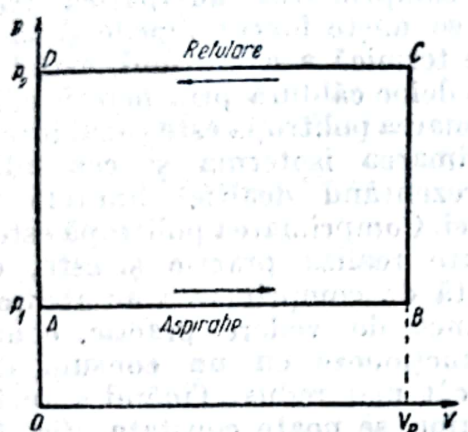


Fig. 2. Ciclu teoretic de funcționare a pompelor.

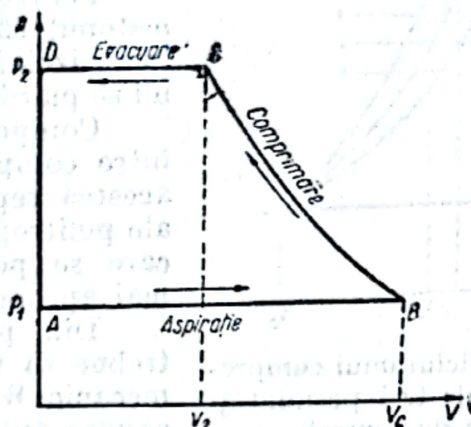


Fig. 3. Ciclu teoretic de funcționare a compresoarelor.

Ținând seamă de semnul termenilor, lucrul mecanic total necesar pentru un ciclu de comprimare este :

$$L = L_{II} + L_{III} - L_I$$

sau :

$$L = \int_{V_c}^{V_2} p dV + p_2 V_2 - p_1 V_c.$$

Se constată astfel că acest lucru mecanic este reprezentat (proporțional) de către suprafața diagramei pV , delimitată de liniile reprezentative ale ciclului (suprafața $ABCD$).

Din punct de vedere teoretic, comprimarea se poate face *isoterm*, *adiabatic* sau *politropic*. Se știe însă că transformarea politropă este aceea în care : $pV^n = \text{const}$, iar transformările isotermă și adiabatică pot fi considerate drept cazuri particulare ale acesteia. Astfel :

- la transformarea isotermă, $n = 1$; deci $pV = \text{const}$;
- la transformarea adiabatică, $n = \kappa$, unde $\kappa = c_p/c_v$.

Dacă pe toate aceste trei căi se poate ajunge de la presiunea p_1 la presiunea p_2 , volumul inițial V_c devine însă, respectiv, V_i , V_a sau V_p (fig. 5).

Pantele (coeficienții unghiulari) celor trei curbe, așa cum se poate constata din ecuațiile lor,

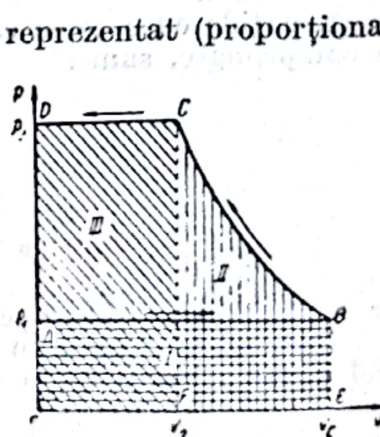


Fig. 4. Lucrul mecanic în ciclul ideal de comprimare (diagrama pV).

sunt diferite: panta este mai mică pentru comprimarea isotermă, intermediară pentru cea politropă și mai mare pentru cea adiabatică.

În adevăr, coeficienții unghiulari ai tangentelor la curbe sunt dați de: $dp/dV = -p/V$ pentru isotermă; $dp/dV = -np/V$ pentru politropă și $dp/dV = -\kappa p/V$ pentru adiabată. Deoarece $1 < n < \kappa$, rezultă că:

$$V_i < V_p < V_a.$$

Pentru comprimarea isotermă trebuie ca pistonul să se miște foarte încet și să existe posibilitatea eliminării căldurii rezultate, prin pereții cilindrului,

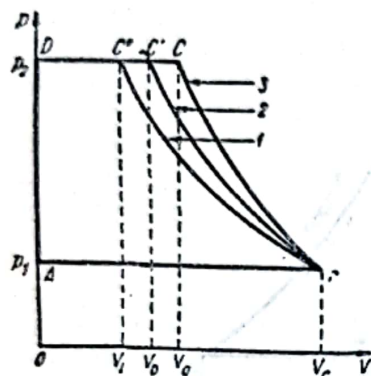


Fig. 5. Ciclul unui compresor cu cele trei posibilități teoretice de comprimare:

1 — isotermă; 2 — politropă;
3 — adiabată

Pentru comprimarea adiabatică trebuie ca pistonul să se miște foarte repede și să existe o bună izolare termică a cilindrului, astfel încât să nu se piardă deloc căldură prin pereții cilindrului.

Comprimarea politropă este cazul intermediar, între comprimarea isotermă și cea adiabatică, acestea reprezentând de altfel limitele teoretice ale politropiei. Comprimarea politropă este singura care se poate realiza practic și este, de obicei, mai apropiată de comprimarea adiabatică.

Din punct de vedere practic, compresorul trebuie să funcționeze cu un consum de lucru mecanic W cât mai redus. Ținând seamă de cele expuse anterior, se poate constata (fig. 5) că:

— pentru ciclul cu comprimare isotermă W_{is} este proporțional cu suprafața $ABC'D$;

— pentru ciclul cu comprimare politropă W_p

este proporțional cu suprafața $ABC'D$;

— pentru ciclul cu comprimare adiabatică W_a , este proporțional cu suprafața $ABCD$;

și cum:

$$\text{suprafața } ABC'D < ABC'D < ABCD,$$

rezultă că:

$$W_{is} < W_p < W_a.$$

Deci lucrul mecanic necesar compresorului este minim, când comprimarea este isotermă.

Ecuatiile cu care se calculează lucrul mecanic teoretic în cele trei cazuri de comprimare, sunt:

$$W_{is} = p_1 V_1 \ln \frac{p_2}{p_1}, \quad (2)$$

$$W_p = p_1 V_1 \frac{n}{n-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right], \quad (3)$$

iar W_a este dat tot de ecuația (3), când $n = \kappa = c_p/c_v$.

Puterea. Dacă p este dat în kgf/m^2 și V în m^3/s , rezultă W în $\text{kgf} \cdot \text{m/s}$, și deci puterea necesară în CP va fi:

$$P = \frac{W}{75} \quad (4)$$

iar în kW:

$$P = \frac{W}{102}$$

Exemplu. Să se calculeze puterea, debitul final și temperatura finală, pentru un compresor care comprimă 6 m³ aer pe minut, dela 1 la 10 at, în ipoteza comprimării izoterme, politrope și adiabatică. Temperatura inițială: 20°C.

Date				
1	Gazul	Aer	—	Dat
2	Debit volumetric V_1	6	m ³ /min	Dat
3	Debit volumetric V_1	0,1	m ³ /s	(2) : 60
4	Presiunea inițială P_1	1	at	Dată
5	Presiunea inițială P_1	10 332	kgf/m ²	10 332 (4)
6	Presiunea finală P_2	10	at	Dată
7	Raportul de comprimare P_2/P_1	10	—	(6) : (4)
8	Temperatura inițială t_1	20	°C	Dată
9	Temperatura absolută inițială T_1	293	°K	(8) + 273
Comprimare izotermă				
10	Puterea W_i	2 380	kgf.m/s	Ecuția (2)
11	Puterea P_i	31,8	CP	(10) : 75
12	Debitul final V_2	0,6	m ³ /min	(2) : (7)
13	Temperatura finală $t_2 = t_1$	20	°C	(8)
Comprimare politropă				
14	Exponentul politropic n	1,3	—	Presupus
15	Puterea W_p	3 140	kgmf./s	Ecuția (3)
16	Puterea P_p	41,8	CP	(15) : 75
17	Debitul final V_2	1,04	m ³ /min	Obs. 1.
18	Temperatura absolută, finală T_2	498	°K	Obs. 1.
19	Temperatura finală t_2	225	°C	(18) — 273
Comprimare adiabatică				
20	Raportul căldurilor specifice κ	1,4	—	Cunoscut
21	Puterea W_a	3 370	kgmf./s	Ecuția (3)
22	Puterea P_a	44,8	CP	(21) : 75
23	Debitul final V_2	1,16	m ³ /min	Obs. 1.
24	Temperatura absolută finală T_1	527	°K	Obs. 1.
25	Temperatura finală t_2	254	°C	(24) — 273

Obs. 1. Pentru transformarea politropă se folosesc relațiile cunoscute:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{n-1} \quad (5)$$

deduse din ecuația caracteristică $P_1 V_1^n = P_2 V_2^n$ și din legea gazelor perfecte $PV = RT$.

2. Comprimarea în trepte

În practică, comprimarea izotermă, care corespunde la un lucru mecanic minim, nu se poate realiza din cauza vitezelor mari pe care trebuie să le aibe compresoarele, pentru a se ajunge la debite și la dimensiuni convenabile; comprimarea se face de fapt după o politropă apropiată de adiabată.

Randamentul compresoarelor se îmbunătățește — se apropie de comprimarea izotermă — prin următoarele mijloace:

a) Răcirea compresorului cu apă. Efectul este însă slab, constituind mai mult o menajare a ungerii.

b) Comprimarea gazului în trepte între care se face o răcire a gazului. Această comprimare în trepte este necesară și pentru ca gazul să nu ajungă la temperaturi înalte (explozie).

Fig. 6 ilustrează acest procedeu. Într'un prim cilindru, gazul aspirat

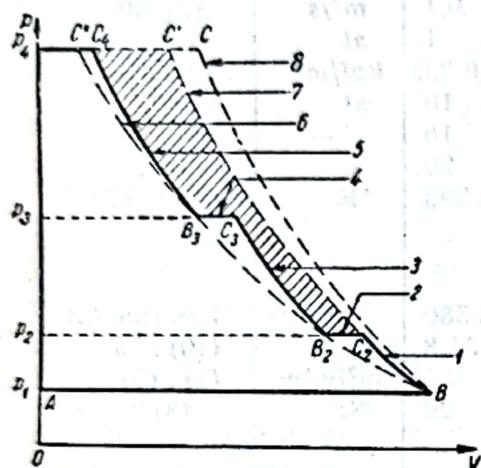


Fig. 6. Comprimarea în trepte:

1 — comprimare I (politropă); 2 — răcire I (isobară); 3 — comprimare II (politropă); 4 — răcirea II (isobară); 5 — comprimarea III (politropă); 6 — izotermă; 7 — politropă; 8 — adiabată.

apă rece, revenind astfel la temperatura inițială, adică în B_2 , care aparține isotermei punctului B ; presiunea rămâne însă p_2 . Gazul răcit intră în al doilea cilindru, unde este comprimat dela p_2 la p_3 după politropa B_2C_3 și apoi este din nou răcit, până la temperatura inițială (B_3). Un al treilea cilindru comprimă gazul dela p_3 la p_4 , după politropa B_3C_4 (fig. 7).

Ținând seamă de cele stabilite anterior, rezultă că prin comprimarea în trepte dela p_1 la p_4 se face o economie de lucru mecanic proporțională cu suprafața hașurată, în comparație cu situația în care s'ar fi făcut o singură comprimare după politropa BC' .

3. Alegerea presiunilor intermediare

Această alegere se face astfel, încât lucrul mecanic necesar să fie minim. Presupunând că un gaz este comprimat dela presiunea p_1 la presiunea p_2 , în două trepte, cu o presiune intermediară p_x , valoarea lui p_x va respecta condiția ca lucrul mecanic total să fie minim, în cazul când:

$$p_x^2 = p_1 p_2$$

sau:

$$\frac{p_x}{p_1} = \frac{p_2}{p_x} = z,$$

unde z este raportul de comprimare.

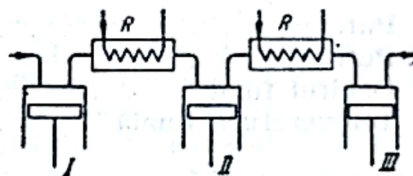


Fig. 7. Schema comprimării în trepte.

este comprimat dela p_1 la p_2 după politropa BC_2 ; gazul trece apoi printr-o serpentină așezată într'un rezervor cu

Acest rezultat poate fi generalizat pentru un compresor cu n trepte de comprimare. Astfel :

$$z = \frac{p_2}{p_1} = \frac{p_3}{p_2} = \dots = \frac{p_{n+1}}{p_n} \quad (6)$$

unde :

p_1 este presiunea inițială ;
 $p_2, p_3, \dots, p_n$ — presiuni intermediare ;
 p_{n+1} — presiunea finală.

Inmulțind egalitățile din (6), se obține :

$$z^n = \frac{p_{n+1}}{p_1} \quad \text{sau} \quad z = \sqrt[n]{\frac{p_{n+1}}{p_1}} \quad (7)$$

Obs. Numărul treptelor de comprimare este limitat, atât din motive constructive, cât și din cauza pierderilor în supape și în conductele de răcire, care cresc cu numărul comprimărilor.

Ca valoare, raportul de comprimare (z) se alege între 3 și 4 ; acest raport mai este determinat și de temperatura maximă din cilindru, care trebuie să nu compromită ungerea și să evite posibilitatea unei explozii. Astfel, se prescrie ca această temperatură să nu depășească 140°C , temperatura peste care amestecul de aer și ulei poate deveni exploziv.

Exemplu. Să se determine numărul de trepte ale unui compresor, pentru comprimarea unui gaz dela 1 la 200 at.

1	Presiunea inițială p_1	1	at	Data
2	Presiunea finală p_{n+1}	200	at	Data
3	Raport de comprimare cu $n = 2$ z_2	14,13	—	Ecuția (4)
4	Raport de comprimare cu $n = 3$ z_3	5,46	—	Ecuția (4)
5	Raport de comprimare cu $n = 4$ z_4	3,76	—	Ecuția (4)
6	Raport de comprimare cu $n = 5$ z_5	2,88	—	Ecuția (4)

Rezultă că raportul de comprimare va fi între limitele prescrise (adică între 3 și 4), când comprimarea se va face în patru trepte ($z = 3,76$), caz în care :

- presiunea inițială : $p_1 = 1$ at ;
- presiunile intermediare : $p_2 = 3,76$ at ; $p_3 = 14,14$ at ; $p_4 = 53,17$ at ;
- presiunea finală : $p_5 = 200$ at.

4. Ciclul real al compresoarelor

Ciclul real al unui compresor (fig. 8) diferă de ciclul ideal, descris anterior (fig. 3).

Acest ciclu real (5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12) se obține cu ajutorul indicatorului Watt.

Diagrama punctată (1, 2, 3, 4) apare în ipoteza că presiunile de aspirație și de refulare sunt constante și egale cu presiunile medi din conductele respective.

Supapele compresorului se deschid și se închid automat prin alternanțele presiunilor din cilindru.

Din considerente constructive și în special pentru a se ține seamă de variațiile neegale de temperatură între piston și cilindru, este necesar ca lungimea cursei pistonului să fie puțin mai mică decât lungimea cilindrului.

Spațiul corespunzător care se lasă, s_0 , se numește *spațiul mort*. Deaceia, punctul 9, unde se închide supapa de evacuare, nu este pe axa ordonatelor, ci la ciclul ideal, ci la distanța s_0 . Supapa de aspirație se deschide (punctul 12), când presiunea din cilindru este mai mică decât presiunea p_a din conducta de

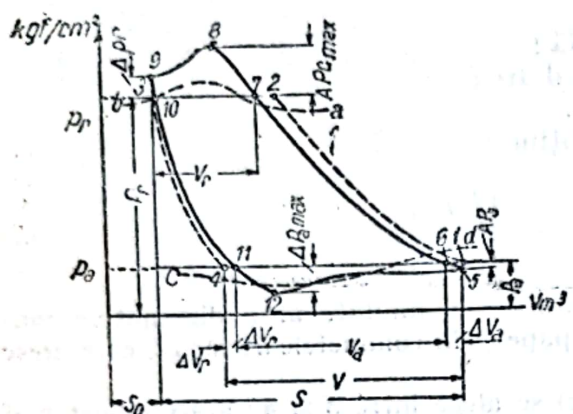


Fig. 8. Diagrama indicată a compresorului real.

aspirație, cu o diferență ($\Delta p_a \max$) suficientă pentru a putea deschide supapa; presiunea crește apoi puțin, rămânând totuși inferioară lui p_a cu o diferență corespunzătoare pierderii de presiune datorite frecărilor și vitezei gazului în conducta de aspirație (Δp_a).

În punctul 5 se închide supapa de aspirație, simultan cu schimbarea cursei pistonului. Între 5 și 8, gazul este comprimat după o curbă apropiată politropei, până la o presiune superioară presiunii p_r din conducta de refulare, cu o diferență suficientă ($\Delta p_r \max$), astfel încât, în punctul 8, să poată deschide supapa de evacuare; după deschiderea acestei supape,

presiunea scade puțin, însă rămâne superioară lui p_r cu o diferență necesară învingerii frecărilor în supapa de evacuare și în conducta de refulare până la manometru (Δp_r).

Rapoartele $\Delta p_a/p_a$ și $\Delta p_r/p_r$ se găsesc între limitele 0 și 0,10.

Se mai indică:

$$\Delta p_a = (0,3 - 0,7) \Delta p_a \max;$$

$$\Delta p_r = (0,1 - 0,4) \Delta p_r \max;$$

$$\varepsilon = s_0/s = 0,03 - 0,10 - \text{normal};$$

$$\varepsilon = s_0/s = 0,05 - 0,15 - \text{la presiuni înalte și la diametre mici}.$$

5. Puteri și randamente

Se deosebesc:

P_{th} — puterea corespunzătoare ciclului teoretic al mașinii antrenante;

P_{i-an} — puterea corespunzătoare ciclului obținut cu indicatorul la cilindrul mașinii antrenante;

P_{e-an} — puterea măsurată la roata de transmisie a mașinii antrenante;

P_e — puterea măsurată la roata de transmisie a compresorului;

P_i — puterea corespunzătoare ciclului real de funcționare, obținut cu indicatorul la cilindrul compresorului (puterea indicată);

P_{is} — puterea corespunzătoare ciclului teoretic cu comprimare izotermă;

P_{ad} — puterea corespunzătoare ciclului teoretic cu comprimare adiabatică.

Aceste puteri intervin, unele teoretic, altele măsurate direct, fie la compresor, fie la mașina antrenantă (mașină cu abur, turbină, motor electric).

Din cauza frecărilor și a pierderilor de căldură sau din cauza nepotrivirii dintre considerațiile teoretice (în care se introduce simplificări) și măsurătorile reale, valorile puterilor sunt diferite și scad cu cât se înalță de la mașina antrenantă spre compresor.

In fig. 9 este arătat nivelul relativ al acestor puteri și randamentele (raport a două puteri) respective.

Randamentele care interesează în deosebi sunt :

a) Randamente de energie :

Randamentul mecanic $= \eta_m = P_i/P_c$, cu valori între 0,88 și 0,98.

Valorile mari revin compresoarelor care au pistonul legat direct de pistonul cilindrului motor. η_m este mai mare la compresoarele verticale decât la cele orizontale.

Randamentul de cuplare sau de transmisie $= \eta_{tr} = P_c/P_{c-an}$ variază între 0,96 și 0,99 și devine 1, când compresorul este legat direct de cilindrul motor.

Randamentul isoterm-indicat $= \eta_{is-i} = P_{is}/P_i$, care arată pierderile față de ciclul ideal isoterm. Acest randament depinde în mare măsură de raportul de comprimare.

In fig. 10 sunt reprezentate curbele a, care dau pe η_{is-i} , și curbele b, care dau pe P_c raportat la un debit aspirat de $1 \text{ m}^3/\text{min}$; numerele 1—6 reprezintă numărul de trepte.

Randamentul η_{is-i} servește la calculul lui $P_i = P_{is}/\eta_{is-i}$; P_{is} se calculează cu ajutorul formulelor (1) și (2b), iar η_{is-i} se obține cu ajutorul curbelor din fig. 10.

Randamentul isoterm-adiabatic $= \eta_{is-ad} = P_{is}/P_{ad}$, arată, teoretic, pierderile ciclului adiabatic față de cel isoterm.

Randamentul adiabatic-indicat $= \eta_{ad-i} = P_{ad}/P_i$ — este important mai ales pentru compresoarele nerăcite sau pentru cele cu o singură treaptă de comprimare.

Puterea indicată, în CP este dată de relația :

$$P_i = \frac{A p_i s n}{75 \cdot 60}, \quad (8)$$

unde :

A este suprafața eficace a pistonului, în cm^2 ;

p_i — presiunea medie dedusă din planimetrarea diagramei date de indicator, în kgf/cm^2 ;

s — cursa pistonului, în m;

n — turația, în rot/min.

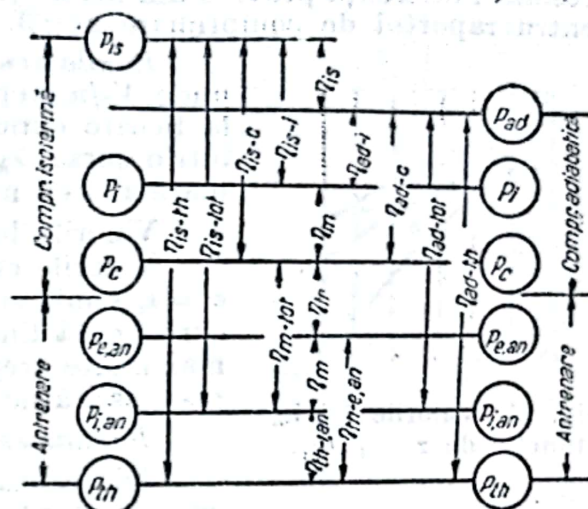


Fig. 9. Puteri și randamente într-un compresor.

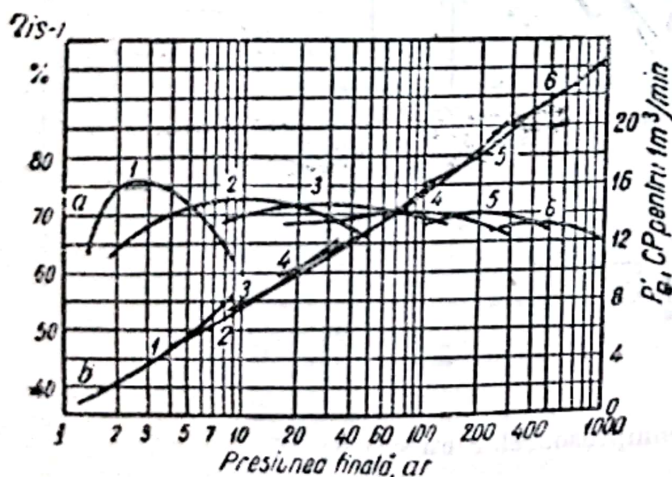


Fig. 10. Randamentul indicat-isoterm η_{is-i} și P_i funcție de presiunea finală.

b) Randamente volumetrice:

Randamentul de producție sau volumetric $= \lambda = V_r/V_a$, unde V_r este volumul de gaz comprimat ieșit din compresor și V_a este volumul de gaz aspirat, ambele fiind măsurate în m^3/min , la aceeași temperatură și la aceeași presiune; diferența provine din neetanșitatea compresorului; $\lambda = 0,98-0,95$, pentru raportul de comprimare $z \approx 3$.

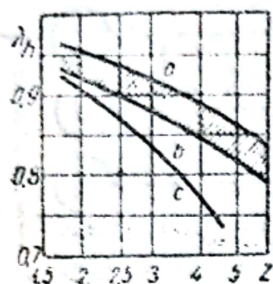


Fig. 11. Valorile lui λ_h funcție de $z = p_2/p_1$.

Randamentul (gradul) de utilizare $= \lambda_h = V_r/nV_h$, unde V_r/n reprezintă cantitatea de gaz comprimat la fiecare cursă, iar V_h volumul parcurs de piston într-o cursă. λ_h variază mult cu raportul de comprimare z și cu numărul treptelor de comprimare.

Valorile lui λ_h se pot lua după fig. 11.

Valorile cuprinse între a și b pot fi atinse pentru $\varepsilon = s_0/s$ mic și la compresoare cu o singură treaptă; curba c dă limita inferioară pentru compresoare cu mai multe trepte, la care se manifestă mai puternic neetanșitățile și încălzirea.

Randamentul (gradul) de umplere $= \lambda_F = V_a/nV_k$.

Din cauza spațiului mort (fig. 6), V_a devine mai mic decât nV_k , unde V_k este volumul cilindrului.

În fig. 12–18 se arată schemele unor compresoare cu una sau cu mai multe trepte de comprimare.

Din aceste scheme se poate deosebi modul de dispunere a cilindrilor și a pistoanelor.

La construcțiile cu pistoane montate decalat pe același arbore cotit se

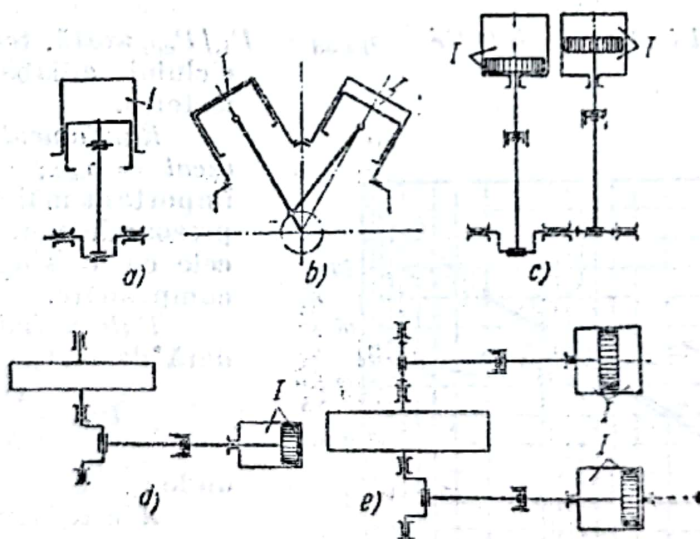


Fig. 12. Schemele compresoarelor cu o treaptă.

obține o mai bună echilibrare; la unități mari sunt mai convenabile compresoarele orizontale.

Modul de dispunere a răcitoarelor se poate vedea în schema din fig. 7. Fig. 19 redă dispunerea răcitoarelor la compresorul orizontal cu patru trepte din fig. 17 c-2.

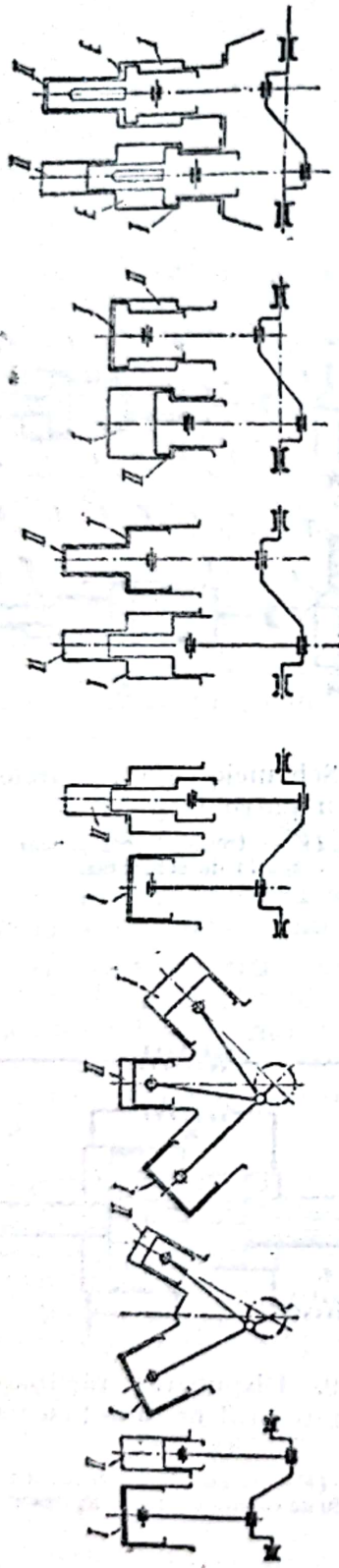


Fig. 13. Schemele compresoarelor cu două trepte, fără cap de cruce:
I, II — trepte de comprimare; E spațiu de echilibrare.

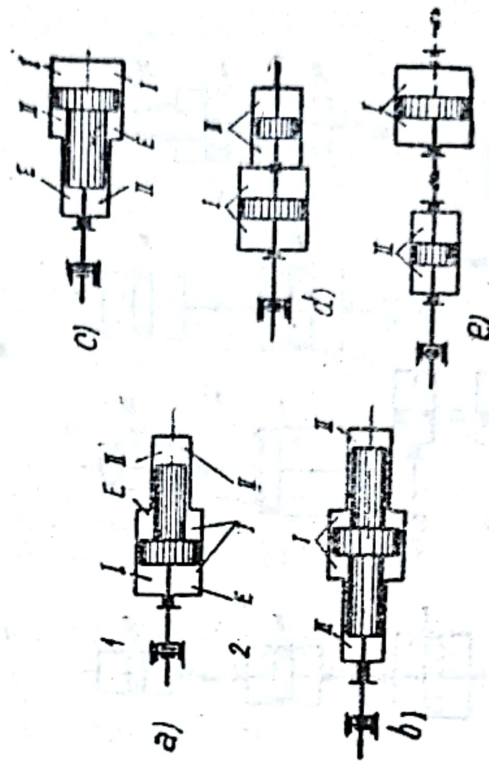


Fig. 14. Schemele compresoarelor cu două trepte, cu cap de cruce:
a — vertical; b — unghiular.

Fig. 15. Schemele compresoarelor orizontale cu două trepte:
I, II — trepte de comprimare; E spațiu de echilibrare.

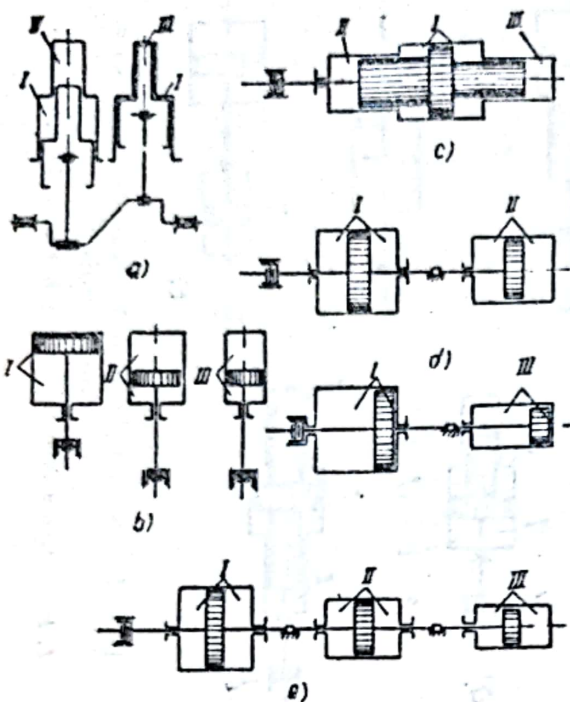


Fig. 16. Schemele compresoarelor cu trei trepte :

I, II, III, — trepte de comprimare;
E — spațiu de echilibrare.

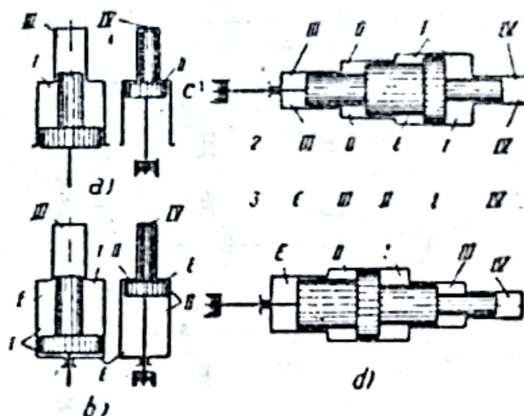


Fig. 17. Schemele compresoarelor cu patru trepte :

I, II, III, IV — trepte de comprimare,
E — spațiu de echilibrare.

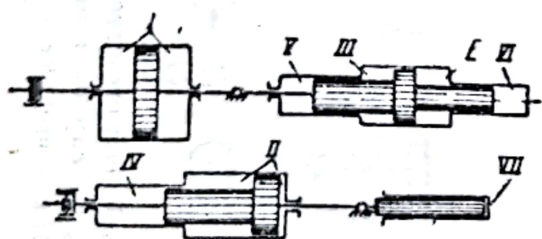


Fig. 18. Schema unui compresor cu șapte trepte, cu un debit de $10\,000\text{ m}^3/\text{h}$ și presiunea finală de refulare $p_r = 850\text{ at}$:

I—VII — trepte de comprimare;
E — spațiu de echilibrare.

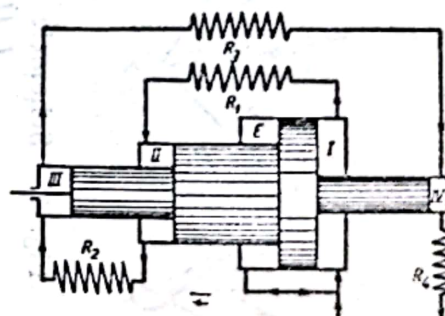


Fig. 19. Dispunerea răcitoarelor la compresorul orizontal cu patru trepte :

I—IV — trepte de comprimare;
E—spațiu de echilibrare; $R_1...R_4$ —răcitoare.

6. Construcția compresoarelor

Părțile principale ale unui compresor sunt următoarele :

Sistemul de antrenare, cilindrii, pistoanele, ventilele de admisie și cele de evacuare, canalele de admisie și cele de evacuare, sistemul de răcire, dispozitivul de comandă pentru ventile, dispozitivul de reglare, separatorul de ulei și de apă.

a) Sistemul de antrenare este sistemul mecanic care acționează compresorul ; acesta poate fi o mașină cu abur care-l acționează direct, sau un motor electric sau cu ardere internă, care-l acționează indirect, printr'un sistem bielă-manivelă.

Antrenarea cu mașini cu abur se folosește de obicei la unitățile mari, cu funcționare continuă.

La antrenarea cu motor electric, pentru punerea în funcțiune, compresorul trebuie descărcat complet, pentru a necesita un curent de pornire cât mai mic.

În general, la alegerea felului de antrenare trebuie să se țină seamă de următoarele considerații :

- a) dacă centrala de compresoare este fixă sau transportabilă ;
- b) felul reglării ;
- c) posibilitatea descărcării complete a compresorului, la pornire ;
- d) frecvența pornirilor, respectiv raportul dintre durata repausului și a funcționării.

b) Cilindrii sunt confecționați din fontă, pentru presiuni până la 50 at, și din oțel, pentru presiuni mai înalte.

Când un compresor are mai mulți cilindri, aceștia pot fi montați :

- în paralel, pentru a avea debite mari, pentru a obține o echilibrare mai bună a motorului sau atenuarea pulsațiilor gazului comprimat ;
- în serie, pentru a avea comprimare în mai multe trepte și pentru a se obține astfel presiuni mai înalte.

Pe cilindri sunt montate presetupele și ventilele.

Presetupele asigură etanșeitatea între cilindru și tija pistonului ; trebuie observat că o parte dintre presetupe pot fi înlăturate prin montarea cilindrilor în serie.

c) Pistoanele sunt construite din fontă.

Etanșeitatea între piston și cilindru se realizează prin segmenti.

La compresoarele cu mai multe trepte, pot fi reunite într'o singură piesă pistoanele mai multor cilindri (pistoane diferențiale).

Un piston poate acționa numai cu una dintre fețele sale (simplu efect) sau cu ambele fețe (dublu efect).

d) Ventilele de admisie și cele de evacuare servesc pentru a permite admiterea gazului care urmează să fie comprimat și apoi evacuarea lui după ce a fost comprimat.

Pentru a fi considerat bun, un ventil trebuie să se deschidă repede și complet, la o diferență cât mai mică de presiune și să se închidă repede și etanș, când diferența de presiune s'a anulat ; deasemenea, gazul trebuie să întâmpine o rezistență cât mai mică la trecerea prin ventil.

Scaunul ventilelor se execută din fontă densă superioară, din oțel forjat sau din oțel ; ventilul propriu zis, din oțel superior și, adeseori, din aliaje de oțel ; resortul ventilului, din oțel superior pentru arcuiri.

Etanșeitatea ventilului se obține prin suprafețe bine prelucrate (rodade, superfinisate) sau prin inele de cupru.

Cele mai obișnuite și cele mai des folosite sunt ventilele inelare (fig. 20).

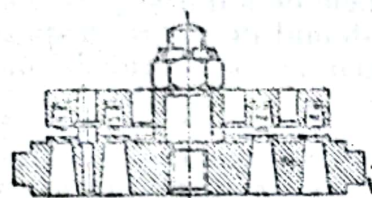


Fig. 20. Ventil inelar cu două inele.

e) Canalele de admisie și cele de evacuare fac legătura ventilelor respective cu conductele de intrare și cu cele de ieșire a gazului.

f) Sistemul de răcire cuprinde răcirea directă a cilindrului cu apă (prin manta) sau cu aer (prin aripioare), răcitoarele intermediare (între treptele de comprimare) și răcitorul final (după ultima comprimare).

Răcitoarele compresoarelor mici sunt constituite din serpentine cufundate într'un rezervor cu apă în circulație, iar la cele mari se folosesc răcitoare tubulare.

Răcirea cilindrului compresorului se poate calcula pe baza ecuației :

$$Q_g \gamma (t_2' - t_1') c_p = Q_w (t_2 - t_1), \quad (9)$$

unde :

- Q_g este cantitatea de gaz care se comprimă, în m^3/h ;
- Q_w — cantitatea de apă de răcire, în l/h ;
- t_2' — temperatura gazului comprimat, la intrarea în răcitor, în $^{\circ}C$;
- t_1' — temperatura gazului comprimat, la ieșirea din răcitor, în $^{\circ}C$;
- t_2 — temperatura apei la ieșire, în $^{\circ}C$;
- t_1 — temperatura apei la intrare, în $^{\circ}C$;
- c_p — căldura specifică a gazului la volum constant, în $kcal/kgf \cdot grd$;
- γ — greutatea specifică a gazului, în kgf/m^3 .

Răcirea cilindrului se poate face :

- prin manta de răcire a pereților cilindrului;
- prin manta și capul cilindrului;
- prin manta și răcire prin injectare.

Pentru cazul răcirii prin manta și capul cilindrului (fig. 21) se dau următoarele date :

Diametrul cilindrului compresorului mm	300	400	500	600	700
Cantitatea de apă de răcire l/h	700	1 500	3 000	5 000	7 500
Diametrul conductelor pentru apa de răcire mm	16	25	33	42	52

Temperatura aerului comprimat, care prezintă importanță deosebită și pentru răcirea intermediară (între trepte), se poate deduce cu ajutorul diagramei din fig. 22 și aceasta după felul cum se face răcirea cilindrului compresorului.

Exemplu. Se comprimă aer dela $p_1 = 1$ ata și $t_1 = 15^\circ\text{C}$ la $p_2 = 10$ ata. Să se afle temperatura finală (t_2) pentru aerul comprimat, admițând că această comprimare se face adiabatic (deci fără răcire).

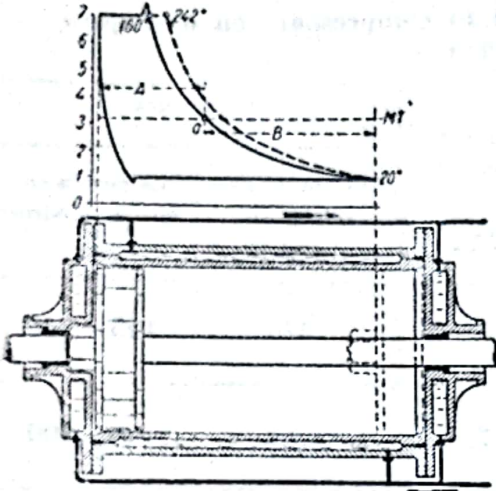


Fig. 21. Răcire prin manta și capul cilindrului.

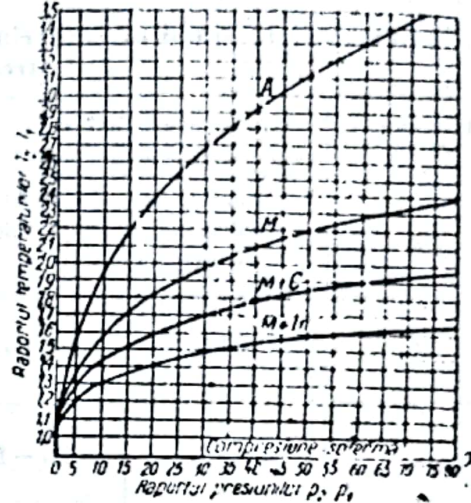


Fig. 22. Influența răcirii asupra temperaturii aerului comprimat:

A — comprimare adiabatică; M — răcire prin manta; M+C — răcire prin manta și capul cilindrului; M+In — răcire prin manta și injectare.

Din diagrama din fig. 22, pentru $p_2/p_1 = 10$, rezultă $T_2/T_1 = 1,95$, deci :

$$T_2 = 1,95 \quad T_1 = 1,95 (273 + t_1) = 1,95 (273 + 15) = 562^\circ\text{K};$$

$$t_2 = T_2 - 273 = 562 - 273 = 289^\circ\text{C}.$$

În fig. 23 se vede mersul comprimării: A — adiabatic; I — isoterm; M + C — când se face răcire prin manta și capul cilindrului.

Temperatura absolută a gazului la sfârșitul comprimării adiabactice în cilindru, se poate determina și cu formula :

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}, \quad (10)$$

în care T_1 este temperatura absolută inițială a gazului.

Valorile raportului între căldurile specifice κ pentru aer și alte gaze sunt următoarele :

Gazul	κ	Gazul	κ
Aer	1,4	CO	1,4
O ₂	1,4	SO ₂	1,25
N ₂	1,4	NH ₃	1,29
H ₂	1,41	Cl ₂	1,3
CO ₂	1,31		

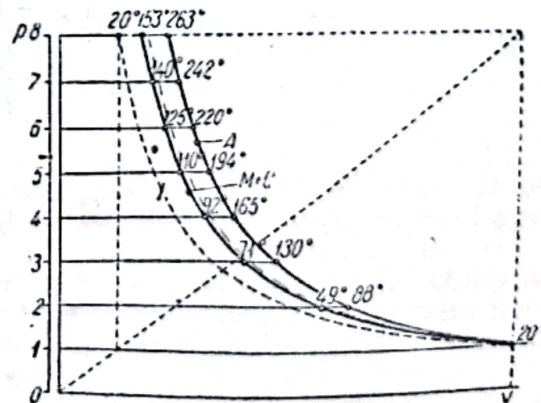


Fig. 23. Temperaturile aerului comprimat în funcție de felul compresiunii.

În tabela 2 se dau temperaturile la sfârșitul comprimării aerului în compreseore cu o singură treaptă.

Tabela 2

Temperaturi la sfârșitul comprimării aerului în compreseore cu o singură treaptă 1 = 1 ata

Presiunea finală p_2 ata	Temperatura °C		Presiunea finală p_2 ata	Temperatura °C	
	La comprimarea adiabatică ($\kappa=1,4$)	La răcirea cu apă a cilindrului		La comprimarea adiabatică ($\kappa=1,4$)	La răcirea cu apă a cilindrului
2	85	50—65	6	220	125—185
3	130	70—100	7	242	140—200
4	165	90—130	8	263	155—220
5	195	110—160	—	—	—

Se ajunge astfel la o temperatură finală a aerului, de 263°C, prin comprimare adiabatică; temperatura rămâne aceeași, de 20°C, prin comprimare izotermă și ajunge la 153°C, când comprimarea se face intermediar — după o politropă — folosind răcirea cilindrului.

Răcitorul intermediar. Pentru calculul răcitorului intermediar se pot folosi următoarele relații:

$$Q = Q_I + Q_{II};$$

$$Q_I = Q_g \gamma c_p (t_{gi} - t_{ge}); \quad (11)$$

$$Q = Ak \Delta t_m; \quad (12)$$

$$\Delta t_m = \varepsilon \frac{(t_{gi} - t_{ae}) - (t_{ge} - t_{ai})}{\ln \frac{t_{gi} - t_{ae}}{t_{ge} - t_{ai}}};$$

$$q_a = \frac{Q}{t_{ae} - t_{ai}}; \quad (13)$$

$$L = \frac{A}{\pi d_{ext}}; \quad (14)$$

$$w = \frac{Q_g}{3600 f}, \quad (15)$$

unde :

- Q — este căldura de îndepărtat prin apa de răcire, în kcal/h;
 Q_I — căldura de îndepărtat din gazul care se răcește, în kcal/h;
 Q_{II} — căldura de îndepărtat, provenită din condensarea vaporilor de apă și de ulei care se găsește în aerul comprimat și care, practic fiind mică, față de Q_I , se poate neglija; deci $Q \approx Q_I$;
 Q_g — cantitatea de gaz care se comprimă, în m³/h;
 γ — greutatea specifică a gazului, în kgf/m³;
 c_p — căldura specifică a gazului la presiune constantă, în kcal/kg·grd;
 t — temperatura (°C); indici: g —gaz; a —apă; i —intrare; e —ieșire;
 A — suprafața de răcire în contact cu apa și cu gazul, în m²;
 k — 30–50 kcal/m²·h·grd — coeficientul total de transmitere experimental, care depinde de construcție și de viteza apei și a gazului;
 Δt_m — media logaritmică a diferențelor de temperatură;
 ϵ — coeficient care, la răcitoarele pentru compresoare cu piston, este 0,9–1,0;
 q_a — cantitatea de apă de răcire, în l/h;
 L — lungimea totală a elementelor (țevilor) răcitorului, în m;
 d_{ext} — diametrul exterior al elementelor, în m;
 w — viteza medie a gazului în răcitor, în m/s;
 f — secțiunea transversală de trecere a gazului, în m².

Pentru răcitorul final, calculul este similar, cu deosebirea că Q_{II} nu se mai neglijează, ci se ia egal cu 0,15 Q_I ; deci $Q = 1,15 Q_I$.

În tabela 3 sunt date caracteristicile tehnice ale răcitoarelor finale de tip vertical, pentru compresoarele cu compresie finală până la 4–6 at.

În fig. 24 este reprezentat un răcitor cu echicurent (apa și gazul circulă în același sens):
 $p = 2$ at; $Q = 214\,000$ kcal/h; $w_{aer} = 12$ m/s;
 $w_{apă} = 0,024$ m/s; $A = 102$ m²; numărul elementelor (țevilor) = 742; $d_{ext} = 22$ mm; lungimea l a unui element = 2,7 m.

g) Dispozitivul de comandă pentru ventile. În mod obișnuit, ventilele sunt acționate automat prin diferența de presiune, între exterior și interior, creată de mișcarea pistonului.

La compresoare, dispozitivele de comandă forțată se folosesc rar și se poate da ca exemplu comanda ventilului de aspirație, cu ajutorul unei pompe cu ulei, cuplată la arborele compresorului.

h) Dispozitivul de reglare. Deoarece când consumul de gaz comprimat scade, presiunea în conducta de refulare crește, este necesar să existe posibilitatea de a regla debitul compresorului după consum sau — ceea ce este echivalent — în funcție de presiunea din conducta de refulare.

Această reglare se poate face :

— când compresorul este antrenat cu motor electric, printr'un dispozitiv automat care pornește motorul, atunci când presiunea din conducta de refulare

Tabela 3
Caracteristici tehnice ale răcitoarelor finale de tip vertical

Debitul compresorului cu dublu efect m ³ /min	Suprafața de răcire a răcitorului m ²	Diametrul țevii de racord	
		aer mm	apă mm
7,5 — 9	4,3	75	18
13 — 15	6,8	87	25
29 — 35	15,7	125	32
33 — 40	18	150	32
56 — 65	30	200	37
100 — 120	54	250	50

a scăzut sub o presiune minimă sau îl oprește când presiunea atinge o valoare maximă;

— când antrenarea se face cu motor cu ardere internă sau cu o mașină cu abur, prin :

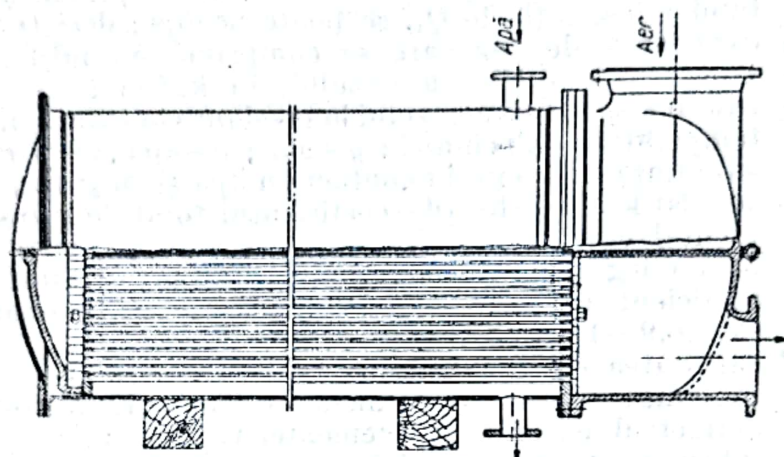


Fig. 24. Răcitor cu echicurent.

a) deschiderea parțială a supapei de admisie, atât timp cât presiunea gazului comprimat este prea înaltă;

b) prin intercalarea unui spațiu care permite mărirea spațiului mort, micșorând astfel debitul;

c) prin închiderea conductei de aspirație.

i) Separatorul de ulei și de apă este constituit din cilindri în care se depun picăturile de apă și de ulei antrenate de gaz; gazul comprimat intră în separator printr-o țevă, până aproape de fundul său, și iese apoi prin partea superioară.

La construirea compresoarelor trebuie să se țină seamă de următoarele considerații.

- egalitatea forțelor maxime la cursa în cele două sensuri a pistoanelor;
- momentul forțelor să rămână constant;
- egalitatea puterii (când sunt mai mulți cilindri în paralel);
- egalitatea raportului de comprimare;
- evitarea presetupelor, în special a presetupelor cu diametrul mare și mai ales la treptele de presiune înaltă.

7. Date constructive

a) Spațiul mort s_0 :

— normal $\varepsilon = s_0/s = 0,03 - 0,10$

— la presiuni înalte și la diametri mici $\varepsilon = s_0/s = 0,05 - 0,15$

b) Depresiunea în timpul aspirației $\Delta p_a = (0 - 0,10)p_a$

c) Randamentul de producție pentru $z \approx 3$ $\lambda = 0,98 - 0,95$

d) Randamentul de cuplare $\eta_{tr} = 0,96 - 0,99$

e) Randamentul mecanic :

— cuplare directă $\eta_m = 0,95 - 0,98$

— compresoare verticale bine construite $\eta_m = 0,95 - 0,90$

— compresoare orizontale cu mai multe

trepte $\eta_m = 0,92 - 0,88$

— compresoare mici, rapide $\eta_m \approx 0,85$

- f) Pierdere de presiune între cilindri (laminare) $\Delta p = 10\%$
 Coeficientul pentru pierdere de presiune între cilindri $k = 1,1$
- g) Pierdere de căldură prin mantaua cilindrilor $\Delta q = 10 - 20\%$
- h) Ventile :
 — grosimea plăcii ventilului 0,8 — 4 mm
 — viteza gazului în scaunul ventilului $w_0 = 12 - 40$ m/s
 — ridicarea ventilului $h_{max} = 1,5 - 3,5$ mm

Tabela 4

Puterea, viteza medie și produsul sn^2 , pentru diferite tipuri de compresoare

Timpul compresorului	Puterea P CP	Viteza medie a pistonului v_m m/s	Parametrul de rapiditate $sn^2 \cdot 10^{-3}$ m/min ²
Compresoare verticale fără cap de cruce, cu 1 și 2 trepte	Până la 80	1,5—3 Până la 6 *)	15—70 Până la 150 **)
Compresoare verticale cu cap de cruce	50—400	2—3 Până la 4 **)	Până la 50 **)
Compresoare orizontale de putere medie, cu 1 și 2 trepte	Până la 500	1,8—3	16—25
Compresoare orizontale de puteri medii și mari, cu mai multe trepte	500—5 000	2,5—3,5 Până la 4 **)	10—20

*) Pentru compresoare de tip nou.

**) Pentru compresoare cu mers rapid.

7. Calculul unui compresor

Exemplu. Să se determine dimensiunile principale ale unui compresor, de tipul reprezentat în fig. 17 c—2, cu caracteristicile indicate în tabela de mai jos (punctele 1, 2 și 3).

1	Debitul Q	20	m ³ /min	Dat
2	Presiunea inițială p_1	1	at	Data
3	Presiune finală p_2	100	at	Data

(urmare)

4	Viteza medie a pistonului	v_m	3,3	m/s	Tabela 4
5	Turația	n	130	rot/min	Ales. tabela 4
6	Cursa pistonului	s	760	mm	Obs. 1.
7	Parametrul de rapiditate	sn^2	$12,8 \cdot 10^2$	m/min ²	(6) (5) ² /1 000
8	Randamentul de utilizare	λ_h	0,82	—	Ales
9	Numărul treptelor	n'	4	—	Obs. 2.
10	Raportul de comprimare	z	3,16	—	Obs. 2.
11	Pierdere de presiune între cilindri	Δp	10	%	Ales. pt. 7.f
12	Coefficient pentru pierderile de presiune	k	1,1	—	Ales. pt. 7.f
13	Presiunea inițială în cilindrul I	p_1	1,00	at	(2)
14	Idem, cilindrul II	p_2	3,16	at	(13)·(10)
15	Idem, cilindrul III	p_3	10,0	at	(14)·(10)
16	Idem, cilindrul IV	p_4	31,60	at	(15)·(10)
17	Presiunea la ieșirea din compresor	p_e	100,00	at	(16)·(10) = (3)
18	Presiunea la ieșirea din cilindrul I	p'_1	3,48	at	(12)·(10)
19	Idem, cilindrul II	p'_2	11	at	(12)·(14)·(10)
20	Idem, cilindrul III	p'_3	34,76	at	(12)·(15)·(10)
21	Idem, cilindrul IV	p'_4	110,00	at	(12)·(16)·(10)
22	Suprafața utilă a pistonului I	A_1	2 470	cm ²	Obs. 3.
23	Idem, pistonul II	A_2	782	cm ²	(22) : (10)
24	Idem, pistonul III	A_3	247	cm ²	(23) : (10)
25	Idem, pistonul IV	A_4	78,2	cm ²	(24) : (10)
26	Secțiunea tijei pistonului	A_0	80	cm ²	Apreciat
27	Secțiunea pistonului I	A_1	2 548,2	cm ²	(22) + (30)
28	Idem, pistonul II	A_2	1 109	cm ²	Fig. 17 c-2 (23) + (29)
29	Idem, pistonul III	A_3	327	cm ²	Fig. 17 c-2 (24) + (26)
30	Idem, pistonul IV	A_4	78,2	cm ²	(25)
31	Secțiunea utilă în spațiul de echilibrare	A_e	1 439,2	cm ²	Fig. 17 c-2 (27) - (28) Fig. 17 c-2

(urmare)

32	Diametrul pistonului I .. D_1	56,97	cm	$\sqrt{4 \cdot (27)/\pi}$
33	Diametrul pistonului II .. D_2	37,58	cm	$\sqrt{4 \cdot (28)/\pi}$
34	Diametrul pistonului III .. D_3	20,41	cm	$\sqrt{4 \cdot (29)/\pi}$
35	Diametrul pistonului IV .. D_4	9,8	cm	$\sqrt{4 \cdot (30)/\pi}$
36	Forța maximă în spațiul I F_1	+8 600	kgf	(18) · (22)
37	Idem, în spațiul II .. F_2	-2 470	kgf	(14) · (23)
38	Idem, în spațiul III .. F_3	-2 470	kgf	(15) · (24)
39	Idem, în spațiul IV .. F_4	+8 600	kgf	(21) · (25)
40	Idem, în spațiul E .. F_e	-1 439	kgf	(2) · (31)
41	Rezultanta forțelor .. ΣF	+10 821	kgf	(36) + (37) + + (38) + (39) + + (40)
42	Forța maximă în spațiul I F'_1	-2 470	kgf	(13) · (22)
43	Idem, în spațiul II .. F'_2	+8 600	kgf	(19) · (23)
44	Idem, în spațiul III .. F'_3	+8 600	kgf	(20) · (24)
45	Idem, în spațiul IV .. F'_4	-2 470	kgf	(16) · (25)
46	Idem, în spațiul E .. F'_e	+1 439	kgf	(2) · (31)
47	Rezultanta forțelor .. $\Sigma F'$	+13 689	kgf	(42) + (43) + + (44) + (45) + + (46)

1. Lungimea cursei este dată de relația cunoscută :

$$\frac{2sn}{60} = v_m,$$

deci :

$$s = \frac{30 v_m}{n}. \quad (16)$$

2. Numărul treptelor și raportul de comprimare rezultă din ecuația (7).

Astfel :



Fig. 25. Diagramă pentru aflarea exponentului politropic real n .

pentru $n' = 3$; $z = \sqrt[3]{\frac{100}{1}} = 4,65$;

pentru $n' = 4$; $z = \sqrt[4]{\frac{100}{1}} = 3,16$;

pentru $n' = 5$; $z = \sqrt[5]{\frac{100}{1}} = 2,52$.

Se adoptă numărul de trepte pentru care z este cuprins între 3 și 4, deci la $n' = 4$ (patru trepte) și respectiv, $z = 3,16$.

3. Suprafața utilă a pistonului este dată de formula :

$$A = \frac{Q}{30 v_m \lambda_h} = \frac{20}{30 \cdot 3,3 \cdot 0,82} = 0,2470 \text{ m}^2. \quad (17)$$

4. Acest calcul s'a făcut pentru cazul ideal al comprimărilor isoterme.

Pentru cazul real, când comprimările nu se fac după o isotermă ci după o politropă, se procedează astfel.

Se calculează diametrul primului cilindru (piston), D_1 , așa cum s'a arătat anterior. Apoi, cu ajutorul diagramelor din fig. 25 și pentru diametrul respectiv, funcție de felul cum se va face răcirea cilindrului, se află exponentul politropic real n .

Cunoscând acum pe n și raportul presiunilor p_2/p_1 , cu ajutorul diagramelor din fig. 26, se află raportul volumelor, $\omega = V_1/V_2$.

S'a arătat că, în cazul unei comprimări politrope oarecare,

$$p_1 V_1^n = p_2 V_2^n,$$

deci :

$$\omega = \frac{V_1}{V_2} = \sqrt[n]{\frac{p_2}{p_1}},$$

sau :

$$V_2 = \frac{V_1}{\omega};$$

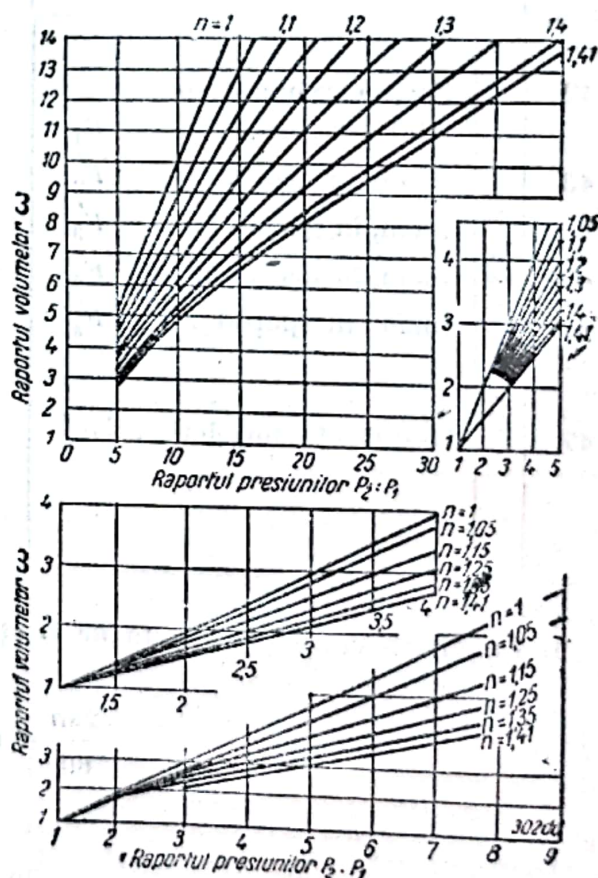


Fig. 26. Diagramă pentru aflarea raportului $\omega = V_1/V_2$.

unde $V_1 = Q$ este debitul de aspirație al compresorului, iar ω se deduce cum s'a arătat mai sus.

Având valoarea lui V_2 , conform formulei (17) se obține suprafața utilă a pistonului II

$$A_2 = \frac{V_2}{30 v_m \lambda_h}$$

Procedeul este similar și pentru $A_3, A_4 \dots$

8. Ungerea

Toate piesele mobile ale compresorului trebuie unse.

Pentru piesele care vin în contact cu gazul comprimat trebuie să se țină seamă, la alegerea lichidului de ungere, de proprietățile fizice și chimice ale gazului și de temperatura care se obține în timpul comprimării.

Astfel, pentru aer se întrebuintează ulei, însă pentru a se înlătura posibilitatea unei explozii datorite încălzirii aerului comprimat (uneori peste 150°C) și formării amestecului exploziv aer-ulei, acest ulei de uns trebuie să aibă punctul de aprindere peste 230°C , la compresoarele răcite cu apă, și chiar mai mare, la cele răcite cu aer.

Consumul de ulei variază între $0,05$ și $0,08 \text{ g/m}^3$ aer aspirat, sau între $0,06$ și $0,08 \text{ g/h} \cdot \text{m}^2$ de suprafață unsă (cilindri, segmenti, tija pistonului, prese-tupa, etc.).

Când se comprimă oxigen, la piesele care vin în contact cu acesta, nu trebuie să se folosească, pentru uns, ulei. Ungerea acestor piese se va face cu apă distilată, având un adaus de $10-12\%$ glicerină.

9. Tipuri de compresoare cu piston

În fig. 27 este reprezentată schema de funcționare a compresorului cu două trepte.

În fig. 28 este reprezentată o secțiune transversală și longitudinală printr'un compresor vertical cu două trepte ($Q = 10 \text{ m}^3/\text{min}$; $n = 720 \text{ rot/min}$).

În fig. 29 este reprezentat, deasemenea, un compresor cu două trepte, cu un singur piston (diferențial), de tip orizontal.

Avantajul acestor compresoare cu piston diferențial constă în faptul că au o greutate mai mică decât a compresoarelor cu pistoane separate; prezintă însă desavantajul că etanșarea între trepte este greu de realizat.

Un compresor pentru azot, cu cinci trepte și cu un singur piston diferențial este reprezentat în fig. 30 ($Q = 2100 \text{ m}^3/\text{h}$; $p_r = 200 \text{ at}$; $s = 750 \text{ mm}$; $n = 125 \text{ rot/min}$).

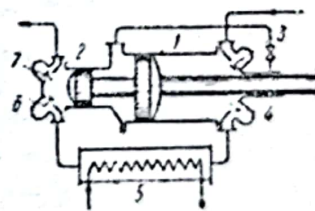


Fig. 27. Schema unui compresor cu două trepte:

- 1—cilindru de joasă presiune; 2—cilindru de înaltă presiune; 3, 6—supape de admisie;
- 4, 7—supape de refulare;
- 5—răcitor intermediar.

10. Instalații de compresoare cu piston

În funcție de destinația ei, o instalație de comprimat gaze poate fi compusă dintr'unul sau din mai multe compresoare.

dur. 1859/2

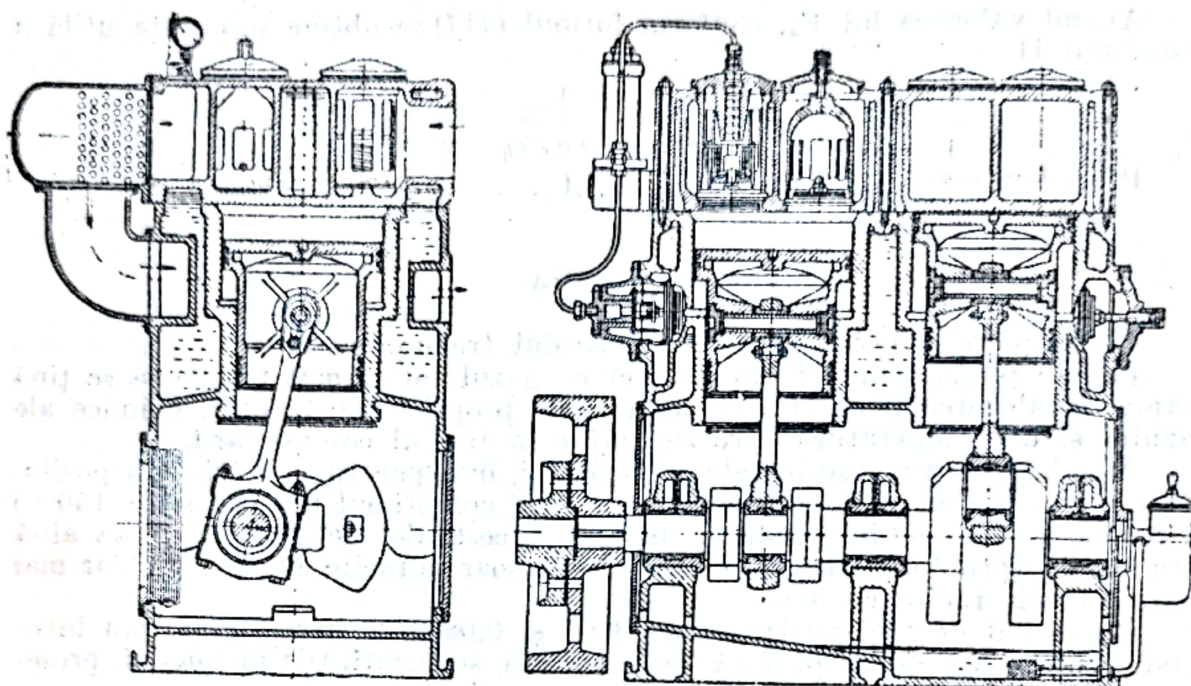


Fig. 28. Compresor vertical cu două trepte.

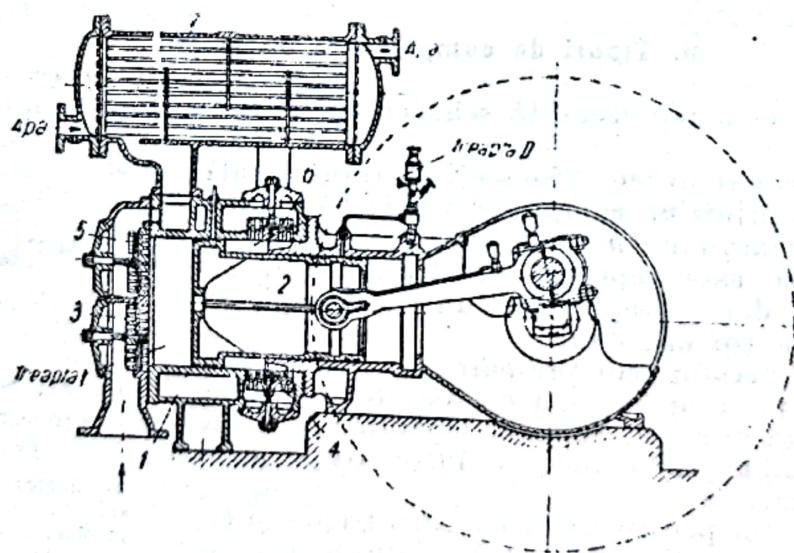


Fig. 29. Compresor orizontal cu două trepte :

1—cilindru; 2—piston diferențial; 3, 4—supape de admisie;
5, 6—supape de refulare; 7—răcitor intermediar.

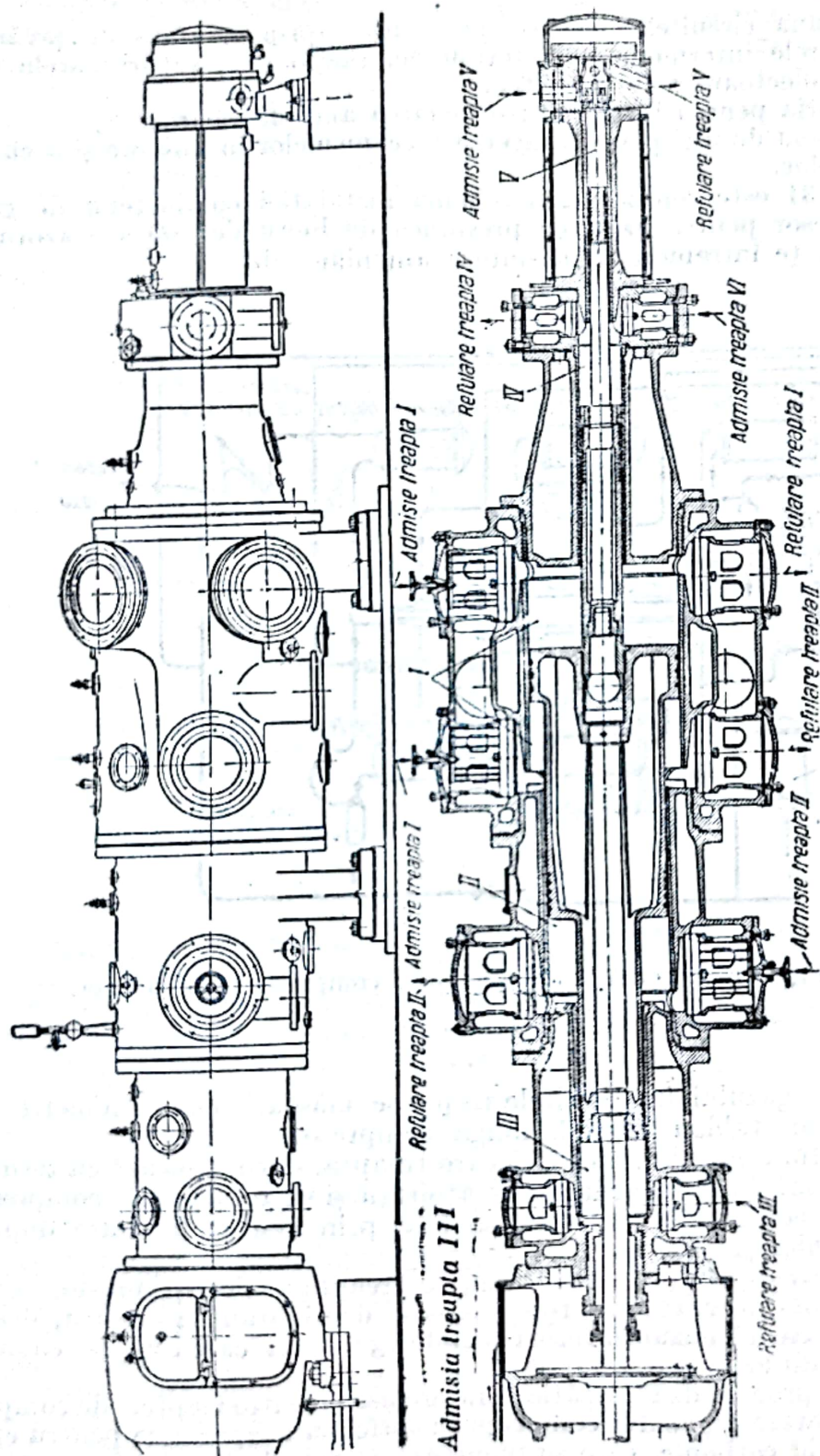


Fig. 30. Compresor cu cinci trepte, pentru azot :
I, II, III, IV, V—trepte.

Instalația cuprinde :

- rețeaua circuitelor pentru gaz, care cuprinde, afară de țevăria respectivă, filtrele intermediare și terminale, răcitoarele, separatoarele de apă și de ulei, colectoarele de aer, etc. ;
- țevăria pentru intrarea și evacuarea apei de răcire ;
- rețeaua de ulei pentru ungerea mecanismelor în mișcare și a cilindrilor compresoarelor.

În fig. 31 este reprezentată schema instalației conductelor de gaze ale unui compresor pentru azot, cu presiunea de lucru de 200 at ; azotul astfel comprimat este întrebuințat la sinteza amoniacului.

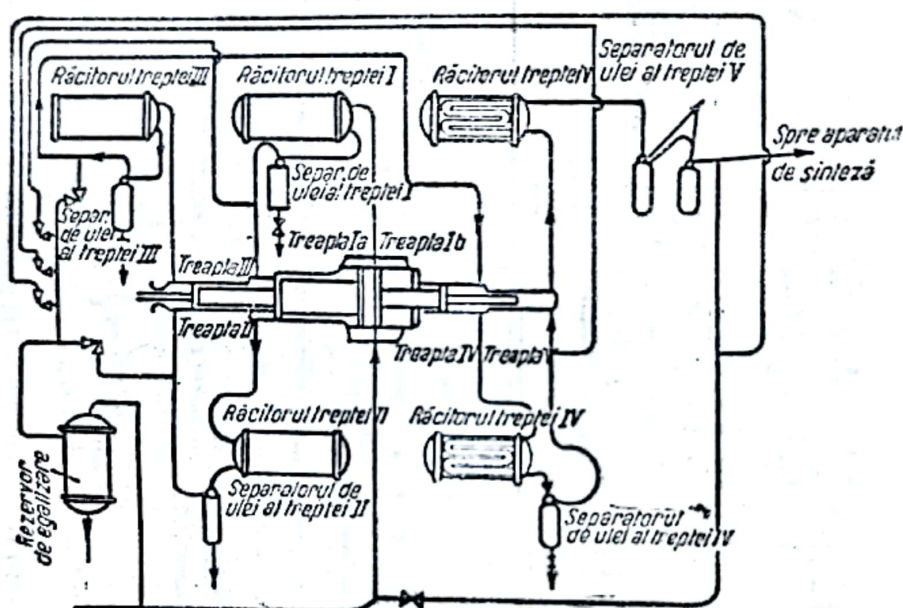


Fig. 31. Schema instalației unui compresor pentru azot.

Presiunea gazului în diferitele trepte se măsoară cu manometre cu arc, instalate pe un tablou special, lângă compresor.

Temperatura gazului, după fiecare treaptă, se controlează cu termometre cu mercur, montate în racordurile de aspirație și de refulare ale compresorului.

Purjarea conductelor de gaze se face prin ventile montate după separatoarele de ulei și apă.

Pentru cazul când presiunea într-o treaptă ar depăși presiunea normal admisibilă, sunt prevăzute în rețea supape de siguranță ; acestea, deschizându-se, lasă să treacă gazul în rezervorul de egalizare ; care este în comunicație cu conducta de aspirație a instalației.

La unele procese de fabricație se intercalează, între treptele de comprimare, aparate de tratare a gazului comprimat ; astfel sunt aparatele pentru epurarea gazului de acid carbonic, care se montează în instalațiile de fabricat oxigen, după a doua treaptă de comprimare.

Schema conductelor de apă pentru compresorul descris mai sus este dată în fig. 32.

Supravegherea circulației și a temperaturii apei de răcire se face cu ajutorul unui rezervor instalat în apropierea compresorului și la care sunt aduse țevile de scurgere dela fiecare răcitor și dela fiecare manta de răcire a cilindrilor.

Din rezervorul de scurgere, apa este dusă la turnul de răcire sau în bazinul de răcire, cu pulverizatoare.

Pentru reparații, se instalează în sala mașinilor poduri rulante a căror capacitate de ridicare este calculată ținând seamă de greutatea piesei celei mai mari.

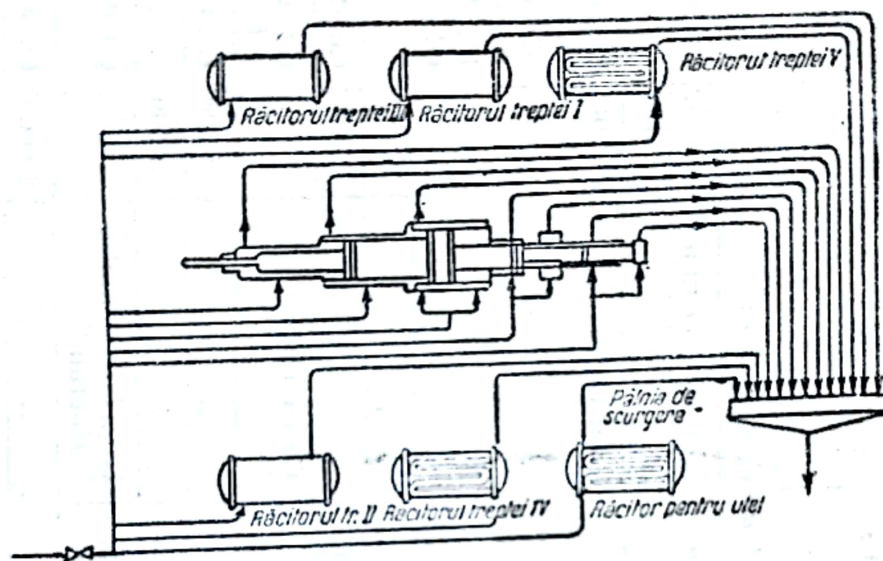


Fig. 32. Schema conductelor de apă la un compresor.

La instalațiile de compresoare destinate să comprime gaze vătămătoare sau gaze, care în contact cu aerul, pot forma un amestec exploziv, se prevede o bună aerisire (ventilare) și se iau măsuri speciale contra incendiilor.

În tabela 5 sunt arătate diferite tipuri de compresoare cu piston cu aer și gaze, iar în tabela 6 compresoare cu amoniac, fabricate în U.R.S.S.

TURBOCOMPRESOARE

Mașinile compresoare în care deplasarea (pomparea) gazului se face prin acțiunea forțelor centrifuge se numesc *mașini turbocompresoare*.

Luând drept criteriu de bază presiunea, aceste mașini pot fi împărțite în următoarele grupe:

- Ventilatoare* având ca domeniu de aplicație presiunea joasă (până la 0,1 ate = 1 000 mm col. apă).
- Suflătoare de gaz* (suflante) — fără răcire — având ca domeniu de aplicație presiunea medie (0,1—3 ate).
- Turbocompresoare propriu zise* — cu răcire — având ca domeniu de aplicație presiunea înaltă (peste 3 ate).
- Pompe de vid* pentru presiuni absolute sub 0,5 kgf/cm².

Tabela 3

Compresoare cu piston pentru aer și gaze

Tipul de compresor	Debitul de aer aspirat m ³ /min	Presiunea de comprimare at	Turația rot/min	Puterea necesară kW	Diametrul cilindrilor mm	Cursa pistonului mm	Pozitia cilindrilor	Felul dispozitivului de acționare	Greutatea kg	Observații
<i>Cu o treaptă de comprimare</i>										
BBK-155	2,1	7	960	24	155	110	Verticală	Direct de la motor	802	Cu doi cilindri
BKZ-6	3	6	720	22	230	170	"	"	485	
KB-200	4,5	6	650	36	200	150	"	Cu curea	485	Admite legătura directă cu motorul dacă turația este 720 rot/min și opririle pe riodice în funcționare au loc la 2-3 ore, cu doi cilindri
Г-1	5	6	500	36	300	200	"	"	710	—
500-K	24	3	165	113	500	500	Orizontală	"	7 400	Cu dublu efect
BB-2	27	2	500	95	375	170	Verticală	Curea textilă	3 250	Cu doi cilindri cu dublu efect
BB-2	38	2	430	135	430	210	"	"	4 000	La fel
BГ-2	53	2	365	190	510	250	"	"	5 100	"
5 BГ	60	3,5	167	287	730	550	Orizontală	Direct de la motor sincron	—	Cu dublu efect
800-K.	85	3,5	150	380	800	800	"	"	30 000	La fel
3 BГ	120	3,5	167	625	730	550	"	"	21 400	Cu doi cilindri cu dublu efect
4 BГ	200	2	167	625	900	550	"	"	24 200	La fel

Cu două trepte de comprimare

KC3-3	3,4	7	960	32	230/135	120	Verticală	Direct dela motor	—	Cu doi cilindri
KC3-6	5,28	7	720	44	230/135	125	In formă de V	"	—	La fel
200B-10/8	10	8	720	80	350/200	200	Verticală	"	—	La fel
CT-25	12	25	365	160	370/170	250	"	Curea textilă	5 700	Cu doi cilindri cu dublu efect
BT-8	13,5	8	500	95	375/220	170	"	"	3 850	La fel
400-2K	17	8	210	125	540/450	400	Orizontală	Cu curea	5 130	Cu pistoane diferențiale
2P-20/8	20	8	500	120	400/230	200	Verticală	Curea textilă și de piele	6 000	Cu doi cilindri cu dublu efect
BT-8	26,5	8	365	190	510/190	250	"	Curea textilă	6 100	La fel
600-2K	34	8	160	195	730/415	600	Orizontală	Cu curea	—	Cu pistoane diferențiale
V-300-2K	40	8	330	250	570/340	300	Verticală	"	14 000	Cu doi cilindri cu dublu efect
B-45 (1 BT)	60	8	187	360	730/440	450	Orizontală	Direct dela motor sincron	14 225	La fel
B-55 (2BT)	100	8	167	625	900/530	550	"	"	22 000	La fel

Cu mai multe trepte de comprimare

BO-1/20	1	20	160	7,5	250	160	Verticală	Cu curele	—	—
2BK-1,5/220	1,5	220	240	30	280/150/70/35	150	"	Cu curea textilă	2 800	—
2P 3/220	3	220	400	55	330/170/80/40	150	"	"	—	—
5-550-5K	13,3	220	167	250	455/380/210/110 58	550	Orizontală	Direct dela motor sincron	17 000	—
MTT 220	21,7	220	125	500	580/390/330/225/130/85	550	"	Direct dela motor sincron	32 300	—

Tabela 6

Compressoare de amoniac

Frigul produs kcal/h	Numărul cilindrilor	Diametrul cilindrului mm	Cursa pistonului mm	Turația rot/min	Puterea motorului kW
<i>Compressoare verticale</i>					
10 000	2	75	85	500	5,2
30 000	2	110	110	500	13
70 000	2	150	140	480	20
100 000	2	150	140	720	30
100 000	2	180	180	375	40
140 000	4	150	140	480	40
150 000	3	180	180	375	60
200 000	4	150	140	720	60
200 000	4	180	180	375	65
1 200 000	4	350	350	973	—
<i>Compressoare orizontale cu o treaptă</i>					
343 000	1	300	450	187	120
470 000	1	350	450	187	160
850 000	1	450	350	167	280
1 700 000	2	450	550	167	625
<i>Compressoare orizontale cu două trepte</i>					
270 000	2	470/300	450	187	240

Mașinile turbocompressoare se utilizează pentru debite mai mari și, în mod normal, pentru presiuni până la 10 at; mașinile compuse din mai multe corpuri realizează presiuni până la 30 at.

1. Noțiuni fundamentale

Mașinile turbocompressoare sunt destinate să transporte o cantitate de gaz G kg/s sau Q m³/s, din spațiul de aspirație în spațiul de refulare, prin ridicarea presiunii gazului de la presiunea p_a la presiunea p_r .

Rotorului mașinilor turbocompressoare, prevăzut cu palete antrenând cu sine gazul, creează un câmp de forțe centrifuge care duc la deplasarea gazului.

Fie (fig. 33) pe raza r , un strat de gaz de grosime infinit mică dr . Cu o lăţime b a rotorului şi cu un număr de palete z , elementul de masă dm al stratului de gaz va fi :

$$dm = \frac{\gamma}{g} \mu \frac{2\pi rb}{z} dr, \quad (18)$$

unde μ este coeficientul de corecţie pentru suprafaţa pierdută prin grosimea paletelor.

Asupra elementului dm acţionează o forţă centrifugă :

$$dC = dm \omega^2 r = \frac{\gamma}{g} \mu \frac{2\pi rb}{z} \omega^2 r^2 dr, \quad (19)$$

unde ω este viteza unghiulară.

Presupunând că întreaga parte exterioară a rotorului este închisă, şi nu lasă gazul să iasă, la forţa centrifugă dC , straturile superioare de gaz vor opune o forţă egală şi de sens contrar, care este dată de diferenţa presiunilor dintre cele două părţi ale stratului.

Deci :

$$dC = dp \frac{2\pi rb}{z} \mu. \quad (20)$$

Din (19) şi (20) rezultă :

$$dp = \frac{\gamma}{g} \omega^2 r dr = \rho \omega^2 r dr, \quad (21)$$

unde $\rho = \gamma/g$ este densitatea gazului.

Integrând ecuaţia (3) între limitele r_1 şi r_2 , se obţine creşterea de presiune în rotor :

$$\int_{r_1}^{r_2} dp = \int_{r_1}^{r_2} \rho \omega^2 r dr = \rho \omega^2 \frac{r_2^2 - r_1^2}{2} = \rho \frac{u_2^2 - u_1^2}{2}. \quad (22)$$

Diferenţa de presiune dintre ieşirea şi intrarea în rotor, conform ecuaţiei (22) şi cu oarecare aproximaţie, este :

$$p_2 - p_1 = \rho \frac{u_2^2 - u_1^2}{2}. \quad (23)$$

Presiunea totală H , creată de maşinile turbocompresoare, se compune dintr'o presiune statică H_s şi o presiune dinamică H_d :

$$H = H_s + H_d.$$

Dar :

$$H_s = p_2 - p_1 = \frac{c_1^2}{2} \rho \quad (24)$$

$$H_d = \frac{c_2^2}{2} \rho. \quad (25)$$

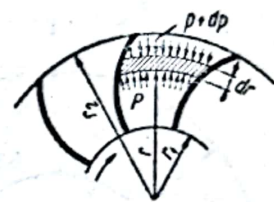


Fig. 33. Principiul maşinilor centrifuge.

Deci :

$$H = (p_2 - p_1) + \rho \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}, \quad (26)$$

unde :

p_1 și p_2 sunt presiunile gazului la intrarea și la ieșirea din rotor;
 c_1 și c_2 — vitezele absolute ale gazului la intrarea și la ieșirea din rotor.

Particulele de gaz, transportate de rotor, iau parte la două mișcări : o mișcare de antrenare împreună cu rotorul, având viteza tangențială u , și o mișcare relativă în canalul rotorului, cu viteza relativă w . Prin adunarea vectorială a acestor două viteze se obține viteza absolută c a particulelor (fig. 34).

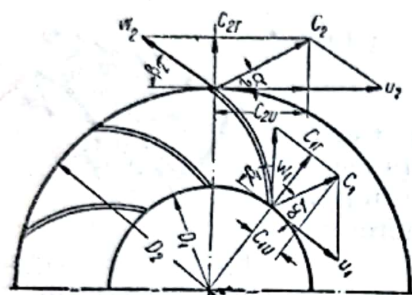


Fig. 34. Vitezele gazului la intrarea și la ieșirea din rotor.

Viteza u este tangențială la cercul pe care se găsește elementul de masă la un moment dat, iar viteza w este tangențială la suprafața paletei.

Unghiul β , dintre vectorii w și $(-u)$ se numește unghiul paletei.

Unghiul α dintre vectorii c și u se numește unghiul curentului în mișcare absolută.

Proiecția lui c sau a lui w pe direcția razei se numește viteză radială (c_r) :

$$c_r = c \sin \alpha = w \sin \beta.$$

Proiecția lui c pe direcția lui u se numește viteza de vârtej a curentului (c_u) :

$$c_u = c \cos \alpha = u - w_u = u - w \cos \beta.$$

Din triunghiul vitezelor (c , u și w) rezultă că viteza absolută a curentului de gaz este :

$$c = \sqrt{u^2 + w^2 - 2uw \cos \beta}. \quad (27)$$

În rotor, gazul intră prin suprafața inelată A_0 cu o viteză medie c_0 (fig. 35).

Debitul de gaz care intră în rotor este :

$$Q = c_0 \frac{\pi}{4} (D_0^2 - d^2). \quad (28)$$

Curentul intră în rotor paralel cu axul său, se abate apoi cu 90° și intră în palete cu viteza medie c_1 .

Viteza este $u_1 = \pi D_1 n/60$; dacă numărul de rotații este dat, u_1 va avea o valoare determinată.

Scăzând vectorial u_1 și c_1 se obține w_1 și, cu aceasta, triunghiul vitezelor la intrarea în rotor.

În canalele rotorului intră Q m³/s gaz prin suprafața cilindrică cu diametrul bazei D_1 și cu lățimea b_1 (fig. 35).

O parte din această suprafață este acoperită de corpul paletelor, astfel încât nu toată suprafața cilindrică este deschisă pentru trecerea gazului. Afară de aceasta, nu toată suprafața secțiunii canalului este străbătută de un curent activ.

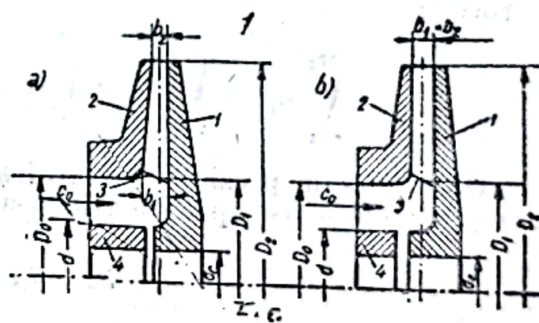


Fig. 35. Secțiune axială prin rotor :
 a—rotor conic : ($b_2 < b_1$) ; b—rotor drept ($b_2 = b_1$).
 1—disc ; 2—disc de acoperire (capac) ; 3—palete ;
 4—bucșă.

Relația dintre debitul Q și parametrii geometrice ai canalelor — la intrare — se exprimă astfel :

$$Q_1 = \pi D_1 b_1 c_{1r} \sigma_1 \mu_1, \quad (29)$$

unde :

σ_1 este coeficientul de umplere al secțiunii cu curent activ ;

μ_1 — coeficientul care corectează suprafața pierdută prin grosimea paletelor.

Coeficientul μ_1 se poate calcula (fig. 36) din expresiile :

$$\mu_1 = \frac{l_1 - \frac{\delta}{\sin \beta_1}}{l_1} = 1 - \frac{\delta z_k}{\pi D_1 \sin \beta_1},$$

unde :

δ este grosimea paletelor ;

z_k — numărul paletelor ;

β_1 — unghiul de montare al paletelor ;

$t_1 = \pi D_1 / z_k$ — pasul paletelor la intrarea în rotor (fig. 36).

Similar, la ieșirea din rotor, rezultă :

$$Q_2 = \pi D_2 b_2 c_{2r} \sigma_2 \mu_2 \quad (30)$$

și, respectiv :

$$\mu_2 = \frac{l_2 - \frac{\delta}{\sin \beta_2}}{l_2} = 1 - \frac{\delta z_k}{\pi D_2 \sin \beta_2}.$$

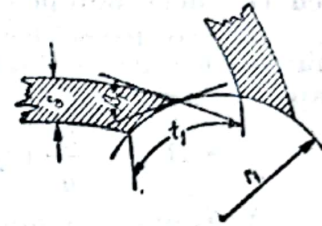


Fig. 36. Unghiul paletelor β_1 și pasul paletelor t_1 la intrarea în rotor.

Unghiul β_2 la ieșirea din rotor — ca parametru constructiv — se alege între 35° și 50° .

Viteza circulară periferică este dată de relația :

$$u_2 = \pi D_2 n / 60.$$

Trecând prin canalele rotorului, gazul se comprimă și, din această cauză, debitul lui final Q_2 este mai mic decât debitul lui inițial Q_1 .

Practic, rotorul se confecționează conic sau plan (fig. 35).

2. Ecuația fundamentală a turbocompresoarelor

Energia comunicată de rotor unui kilogram de gaz pe secundă se poate determina pe baza legii momentelor cantităților de mișcare. Momentul forțelor exterioare, în $\text{kgf} \cdot \text{m} \cdot \text{s} / \text{kgf}$, este egal cu variația momentelor cantităților de mișcare a gazului care se scurge prin rotor într-o secundă :

$$M = \frac{1}{g} (c_{2u} r_2 - c_{1u} r_1).$$

Lucrul forțelor exterioare pe secundă va fi :

$$W = M \omega,$$

unde ω este viteza unghiulară.

Inlocuind pe M prin valoarea de mai sus, W , în $\text{kgf} \cdot \text{m} / \text{kgf}$, va fi :

$$W = \frac{1}{g} (c_{2u} r_2 \omega - c_{1u} r_1 \omega) = \frac{1}{g} (c_{2u} u_2 - c_{1u} u_1).$$

Știind că presiunea creată H este egală cu lucrul forțelor exterioare W și că (fig. 34):

$$c_{2u} = c_2 \cos \alpha_2; \quad c_{1u} = c_1 \cos \alpha_1.$$

se obține:

$$H = \frac{1}{g} (u_2 c_2 \cos \alpha_2 - u_1 c_1 \cos \alpha_1). \quad (31)$$

Aceasta este ecuația fundamentală a mașinilor turbocompresoare (analoagă cu cea dela pompele centrifuge).

H este presiunea teoretică totală, în m col. gaz, care nu depinde de greutatea specifică a fluidului. Presiunea propriu zisă p , în kgf/m³ sau în mm col. apă, va fi:

$$p = H \gamma = \frac{\gamma}{g} (u_2 c_2 \cos \alpha_2 - u_1 c_1 \cos \alpha_1) = \rho (u_2 c_2 \cos \alpha_2 - u_1 c_1 \cos \alpha_1). \quad (32)$$

Presiunea manometrică:

$$p_m = p \eta_m = \eta_m \rho (u_2 c_2 \cos \alpha_2 - u_1 c_1 \cos \alpha_1),$$

η_m fiind randamentul manometric.

Dacă forma paletelor este astfel aleasă, încât vectorul vitează la intrarea în rotor să fie dirijat radial ($\alpha_1 = 90^\circ$; $\cos \alpha_1 = 0$), ecuațiile de mai sus devin:

$$H = \frac{1}{g} u_2 c_2 \cos \alpha_2; \quad p = \rho u_2 c_2 \cos \alpha_2;$$

$$p_m = \eta_m \rho u_2 c_2 \cos \alpha_2.$$

Ținând seamă (fig. 34) că:

$$w_1^2 = c_1^2 + u_1^2 - 2 c_1 u_1 \cos \alpha_1$$

$$w_2^2 = c_2^2 + u_2^2 - 2 c_2 u_2 \cos \alpha_2,$$

ecuația (31) devine:

$$H = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}. \quad (33)$$

Din ecuațiile (22), (23), (26) și (33) rezultă de data aceasta exact:

$$\int_{r_1}^{r_2} \frac{dp}{\gamma} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g}.$$

3. Puteri și randamente

Puterea mașinii turbocompresoare, în CP, respectiv kW, este dată de relația:

$$P = \frac{Q \gamma H}{75 \eta} \quad (34)$$

$$P' = \frac{Q \gamma H}{102 \eta};$$

unde :

Q este debitul de gaz, în m^3/s ;
 γ — greutatea specifică a gazului, în kgf/m^3 ;
 H — sarcina turbocompresorului, în m col. gaz;
 γH — creșterea de presiune, în kgf/m^2 sau mm col. apă;
 η — randamentul total al mașinii.
 Puterea mai poate fi dată și de relația :

$$P = \frac{427 \Delta t_p c_p G}{75 \eta_m} \quad (35)$$

$$P' = \frac{427 \Delta t_p c_p G}{102 \eta_m},$$

unde :

G este cantitatea de gaz care intră din mașină în conducta de refulare, în kgf/s ;
 c_p — căldura specifică a gazului la presiune constantă și care, în limitele presiunilor și ale temperaturilor care se întâlnesc în procesul termodinamic al turbocompresorului, se poate lua ca o mărime constantă, în $\text{kcal}/\text{kg} \cdot \text{grd}$;
 Δt_p — creșterea de temperatură în timpul compresiunii, în grd ;
 η_m — randamentul mecanic exterior, datorit pierderilor exterioare care nu influențează mărirea temperaturii gazului în procesul de comprimare (pierderi la cuzineți, la garnituri de etanșare, etc.).

Cunoscând exponentul politropic al comprimării, puterea necesară, în kW, se poate determina cu formula :

$$P = \frac{G W_p}{102 \eta_p \eta_m} = \frac{G H_p}{102 \eta_i} \quad (36)$$

unde η_p este randamentul politropic :

$$\eta_i = \eta_p \eta_m;$$

$$W_p = H_z = \frac{n}{n-1} p_1 V_1 \left(z^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) = \frac{n}{n-1} R \Delta t_p,$$

unde

n este exponentul politropic ;

p_1 — presiunea la începutul procesului, în kgf/m^2 ;

V_1 — volumul specific al gazului, în m^3/kg ;

$z = \frac{p}{p_1}$ — raportul de comprimare ;

p — presiunea la sfârșitul procesului, în kgf/m^2 ;

R — constanta gazului, în $\text{kgf m}/\text{kgf} \cdot \text{grd}$.

Pentru randamente, v. Compresoare cu piston (fig. 9).

În tabela 7, se dă comparativ, — randamentul mediu isoterm η_{is} al compresoarelor staționare cu piston și al turbocompresoarelor, pentru comprimare dela 1 la 7 ate.

Tabela 7

Randamentul mediu isoterm al compresoarelor staționare cu piston și al turbocompresoarelor

Debitul m ³ /h	5 000	10 000	20 000	50 000	100 000
Compresoare cu piston . .	0,68	0,69	0,695	—	—
Turbocompresoare	0,53	0,58	0,65	0,68	0,67—0,69

4. Turbocompresoare cu mai multe trepte

Cele expuse mai sus se referă la turbocompresoarele cu o singură treaptă. La acestea, gazul trece din canalele rotorului direct în conducta de refulare.

În canalele rotorului, lucrul mecanic pe care turbocompresorul îl primește de la motor se transformă parțial în presiune statică (energie potențială) și parțial în presiune dinamică (energie cinetică).

O parte din presiunea dinamică este transformată apoi, în difuzor sau în stator, în presiune statică.

Presiunea statică — ecuațiile (24) și (23) — este proporțională cu u_2^2 .

Presiunea dinamică — ecuația (25) — este proporțională cu c_2^2 și deci — cum rezultă din ecuația (27) — tot cu u_2^2 . Deci creșterea presiunii totale din mașină este proporțională cu u_2^2 .

Pedealtăparte, în materialul din care este confecționat rotorul apar tensiuni care sunt proporționale, deasemenea, cu u_2^2 . Calitățile mecanice ale acestui material limitează valoarea maximă pe care o poate lua u_2 și, în consecință, și mărirea presiunii.

Dacă discul, paletele și învelitoarea rotorului sunt confecționate din oțel de înaltă calitate, cu crom și molibden, presiunea utilă care poate fi obținută într-o treaptă este $H = 3000 - 3200$ m. col. gaz.

În acest caz, pentru aer, raportul de comprimare va fi de ordinul 1,3 și, la presiunea inițială $p_a = 1$ at, la ieșirea din mașină presiunea va fi $p_r = 1,3$ at. La gaze mai ușoare, presiunea va fi și mai joasă.

Pentru obținerea unor presiuni finale mai înalte, gazul trebuie trecut deci succesiv printr-o serie de rotoare și difuzoare (statoare), proces care se realizează într-o mașină cu mai multe trepte.

Presiunea finală, la mașini identice, este însă funcție și de temperatura gazului; cu cât este mai înaltă temperatura finală, cu atât este mai joasă presiunea și deci raportul de comprimare. Pentru aceasta, dacă se mărește temperatura gazului la aspirație, se ajunge la scăderea raportului de comprimare în treaptă.

Procesul de comprimare provoacă, implicit, ridicarea temperaturii gazului și această creștere trebuie să fie limitată; în plus, un randament bun în treapta respectivă a mașinii și considerente de construcție — (temperaturile înalte dăunează materialului), — au dus la apariția mașinilor cu mai multe trepte, care să poată realiza o presiune finală mai înaltă, conform cerințelor de folosință și de exploatare.

Tot astfel se explică și faptul că, la mașinile cu mai multe trepte, în fiecare treaptă gazul intră cu o temperatură superioară celei cu care a intrat în treapta precedentă. În consecință, raportul de comprimare în fiecare treaptă va fi mai mic decât în treapta precedentă.

În mașinile cu mai multe trepte, curentul de gaz este întors cu 180° , după ieșirea dintr'un rotor și este condus la rotorul treptei următoare (fig. 37).

Aparatul care servește la întoarcerea curentului și la conducerea lui spre rotorul următor se numește aparat de inversare (reversor).

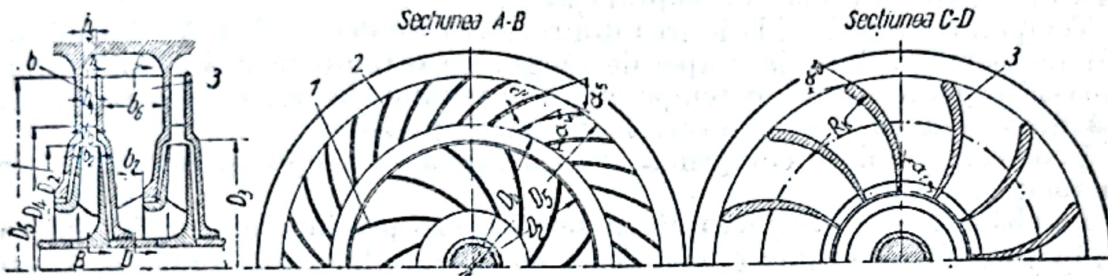


Fig. 37. Detaliile treptelor turbocompresorului :

1—rotor; 2—difuzor cu palete (aparat de dirijare); 3—aparat de inversare (reversor).

Aparatul reversor se folosește, în unele cazuri, și pentru transformarea presiunii dinamice în presiune statică; în aceste cazuri, canalele din aparatul reversor se lărgesc spre ieșirea din aparat.

Rotorul împreună cu cele două aparate de dirijare: aparatul de dirijare direct (difuzorul) și aparatul de dirijare-inversare (reversorul) formează o treaptă.

5. Răcirea turbocompressoarelor

La mașinile cu mai multe trepte, pe măsura ridicării presiunii în trepte, crește și temperatura gazului.

Cu cât temperatura finală a gazului este mai înaltă, la aceeași presiune finală, cu atât energia care se consumă pentru funcționarea mașinii este mai mare. Din această cauză, pentru a micșora energia consumată, gazul este condus într'un răcitor, după trecerea sa succesivă prin mai multe trepte, și apoi, în continuare, în celelalte trepte. Grupa de trepte prin care trece gazul până la răcire formează o secțiune a mașinii.

Încălzirea gazului duce nu numai la mărirea consumului de energie pentru efectuarea procesului politropic al comprimării în mașină, dar și la micșorarea raportului de comprimare în secțiune.

Răcind turbocompresorul, adică evacuând căldura rezultată din comprimare, se ajunge la micșorarea lucrului politropic și la îmbunătățirea raportului de comprimare.

Cu cât răcirea este mai intensă, cu atât consumul de energie este mai mic. Răcirea necesită însă cheltuieli inițiale pentru utilaj și cheltuieli curente pentru energia cerută de introducerea apei de răcire.

Practic, problema se rezolvă tratând comparativ costul energiei economisite în proces și costul răcirii.

Sisteme de răcire. Se deosebesc două sisteme: răcirea interioară și răcirea exterioară.

Răcirea interioară se face în părțile fixe ale turbocompresorului, prin golurile prevăzute în pereții mașinii, prin care circulă apa de răcire sau — la alte construcții — în locul golurilor se află serpentine, prin care apa poate circula cu viteze mai mari; prin aceasta se îmbunătățește transmiterea de căldură, dar se complică mult construcția mașinii și, în plus, curățirea serpentinelor devine imposibilă, răcirea trebuind să se facă astfel cu apă curată.

Răcirea interioară nu este însă eficientă, deoarece rotorul, unde se produce comprimarea și deci căldura, nu se poate răci. Răcirea exterioară, care este mai eficientă, se realizează prin scoaterea gazului din mașină și trecerea lui printr'un răcitor tubular de suprafață.

Temperatura gazului la ieșirea din răcitor este de obicei cu 5—8° mai înaltă decât temperatura inițială a apei de răcire. Cu o temperatură a apei suficient de joasă se poate obține o temperatură a gazului, la ieșirea din răcitor, mai joasă decât cea cu care a intrat în turbocompresor.

De obicei, gazul se comprimă succesiv în 3—4 trepte și apoi este trecut prin răcitor.

În ultimul timp, se încearcă să se realizeze presiuni mai înalte în prima treaptă și astfel se obține și o ridicare considerabilă a temperaturii. În acest caz, răcirea gazului se face după această primă treaptă.

Valoarea cantității de căldură, în kcal/h, evacuată prin răcire este dată de :

$$Q = c_p \Delta t G, \quad (37)$$

unde :

c_p este căldura specifică a gazului, la presiune constantă, în kcal/kg·grd;

$\Delta t = t_1 - t_2$ — diferența dintre temperatura gazului la intrarea și la ieșirea din răcitor, în grd;

G — cantitatea de gaz care trece prin răcitor (kg/h).

Suprafața de răcire necesară, în m², este :

$$A = \frac{Q}{k\theta},$$

unde :

k este coeficientul total de transmitere a căldurii dela gaz la apă, în kcal/m²·h·grd (pentru tuburi netede, valoarea lui k este de 80—200 kcal/m²·h·grd;

θ — diferența medie logaritmică a temperaturilor (v. „Compresoare cu piston”).

Viteza medie de trecere a gazului prin răcitor se alege, în funcție de presiune, între limitele 10 și 25 m/s.

Pierderile de presiune (Δp) din turbocompresor, datorite răcirii, sunt, în mod normal, între 250 și 1000 mm col. apă.

6. Caracteristicile turbocompresoarelor

La turbocompresoare, când se schimbă presiunea dela ieșirea din mașină, se schimbă și debitul aspirat, dacă turația rămâne constantă.

Regimul mașinii este determinat deci de presiunea și de debitul corespunzător.

Diferitele regimuri ale mașinii, la turația (n rot/min) constantă, se dispun — în sistemul de coordonate Q, H — pe o curbă parabolică al cărei punct maxim nu se găsește, de obicei, pe axa ordonatelor (fig. 38).

Curba $akbm$ se numește *caracteristica Q, H (sau Q, p) a turbo-compresoarelor.*

Această caracteristică este cea reală și se obține din caracteristica teoretică Q, H_{∞} a unui rotor cu un număr infinit de palete (fig. 39).

Fiecărui regim al mașinii îi corespunde, afară de un Q și un H și o putere determinată P . Locul geometric al punctelor P în coordonatele Q, P , reprezintă o curbă oarecare (fig. 38), cu ajutorul căreia se poate determina puterea necesară pentru antrenarea turbocompresorului. Puterea la arborele mașinii de antrenare a turbocompresorului este compusă din:

a) puterea P_w , care se consumă pentru acoperirea pierderilor;

b) puterea utilă (efectivă) P_e , în CP, care se consumă pentru menținerea regimului necesar:

$$P_e = \frac{GH}{75},$$

unde:

G este debitul de gaz, în kg/s;

H — presiunea efectivă, în m. col. gaz.

Raportul dintre puterea utilă și puterea la arborele mașinii reprezintă randamentul total (general) al turbocompresorului:

$$\eta = \frac{P_e}{P} = \frac{P - P_w}{P} = 1 - \frac{P_w}{P}.$$

Locul geometric al punctelor η , în coordonatele Q, η , reprezintă o curbă cu un maxim (fig. 38).

Regimul (Q_b, H_b, P_b') căruia îi corespunde η maxim, se numește regim normal.

Curbele Q, P și Q, η sunt, de asemenea, *caracteristice ale turbocompresorului* și, împreună cu caracteristica Q, H (sau Q, p), caracterizează perfect lucrul mașinii.

Se numesc:

- curba Q, H (Q, p) — caracteristica presiunii;
- curba Q, P — caracteristica puterii;
- curba Q, η — caracteristica randamentului.

Fiecare instalație se proiectează pentru introducerea în spațiul de refulare a unui debit determinat de gaz, pentru care este necesară și o presiune determinată, adică fiecărei instalații îi corespunde regimul său iar, prin reglare, un interval de regimuri.

Caracteristica Q, p permite să se aprecieze dacă mașina respectivă poate crea regimurile necesare, deci dacă este corespunzătoare instalației (rețelei).

Caracteristica Q, P dă posibilitatea alegerii juste a puterii motorului, pentru regimul respectiv de lucru.

Este de asemenea necesar să se țină seamă și de caracteristica Q, η , adică regimul rețelei trebuie să coincidă cu regimul normal al mașinii (η_{max}) sau să fie apropiat de acesta. În acest caz, consumul de energie (putere) va fi minim

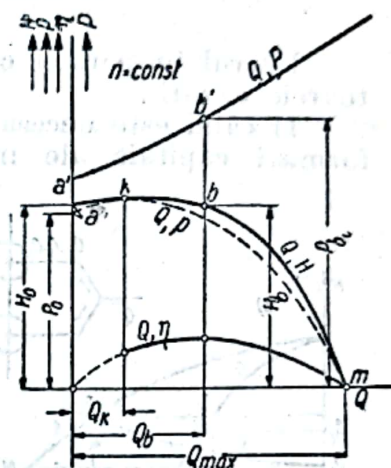


Fig. 38. Caracteristicile turbocompresorului.

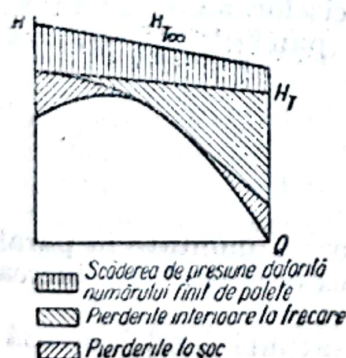


Fig. 39. Caracteristica Q, H și pierderile de presiune din rotor.

Curbele Q , H și Q , P nu trec prin originea axelor de coordonate, deoarece și la mersul în gol se produce presiune în rotor; existența pierderilor și a presiunii H_0 condiționează deci o putere necesară pentru mersul în gol. În acest caz, randamentul este nul, deoarece debitul de gaz este nul; curba Q , η trece deci prin originea axelor de coordonate.

7. Lucrul în paralel al turbocompresoarelor

Lucrul în paralel cu mașinile turbocompressoare se efectuează în următoarele cazuri:

1) când este necesar să se mărească debitul de gaz în rețea, fără transformări capitale ale mașinii existente;

2) când debitul de introdus în rețea nu poate fi acoperit de o singură mașină;

3) când consumul în rețea variază în limite largi.

În fig. 40 este reprezentată schema a două turbocompressoare cu caracteristici stabile identice care lucrează în paralel.

Caracteristica totală se construiește astfel.

— Se trasează linia AA_1 , paralelă cu axa absciselor; segmentul $A'A_1$ reprezintă, la scara diagramei, debitul unei mașini; trasând segmentul $A_1A = 2A'A_1$, acesta va reprezenta debitul total al celor două mașini, la presiunea H_A . În mod analog se obțin punctele caracteristicii totale.

Punctul B de intersecție al caracteristicii totale cu caracteristica rețelei reprezintă punctul de funcționare al mașinilor în lucrul lor concomitent.

Dacă din punctul B se duce o paralelă la axa absciselor, aceasta va întâlni caracteristica individuală a turbocompresoarelor în punctul B_1 ; Q_{B_1} va fi deci debitul dat de fiecare turbocompresor.

Se observă că:

$$Q_{B_1} < Q_C; Q_B = 2Q_{B_1} < 2Q_C \text{ și } H_B > H_C.$$

Deci debitul total al celor două turbocompressoare, montate în paralel, este mai mic decât suma debitelor parțiale ale acestora când ele lucrează independent în aceeași rețea.

Micșorarea debitului fiecărui turbocompresor, atunci când lucrează în paralel, se explică prin faptul că în funcționarea concomitentă se mărește presiunea gazului refulat și, în consecință, debitul scade. Deci cu cât vor fi montate în paralel mai multe mașini, cu atât debitul furnizat de fiecare va fi mai mic și în schimb va crește presiunea de refulare.

Randamentul fiecărei mașini scade, deoarece punctul de funcționare se depărtează de punctul reprezentativ al regimului optim.

Deasemenea, se poate observa că variațiile de mai sus sunt în funcție, ca mărime, de panta curbei caracteristice Q , H a turbocompresoarelor și a caracteristicii rețelei.

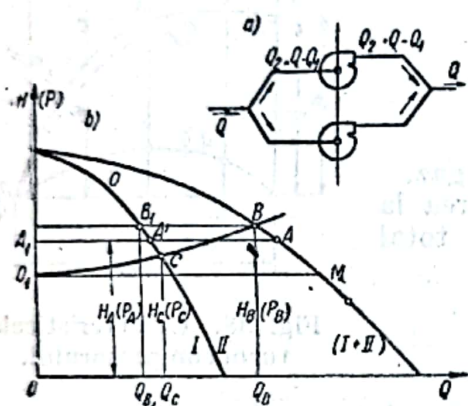


Fig. 40. Schema a două turbocompressoare cu caracteristici stabile, identice, care lucrează în paralel:

a — schema lucrului în paralel; b — construirea caracteristicii totale din caracteristicile individuale și lucrul în rețea.

În fig. 41 sunt reprezentate caracteristicile individuale stabile dar neidentice a două turbocompresoare (I și II) și caracteristica totală MBM_1 , când lucrează în paralel.

Caracteristica totală se obține ca și în cazul precedent.

Se observă aici că punctul B este un punct limită, deoarece în cazul când caracteristica rețelei ar întâlni caracteristica totală în acest punct, al doilea turbocompresor ar trebui să fie exclus, deoarece, funcționând în gol, ar consuma energie în mod inutil. Deci, în acest caz, funcționarea în paralel este justificată când caracteristica rețelei întâlnește caracteristica totală la dreapta punctului B .

În același fel se construiește și caracteristica totală a mașinilor cu caracteristici nestabile, care urmează să funcționeze în paralel. În acest caz, când caracteristica rețelei întâlnește caracteristica totală în două puncte, lucrul mașinilor în rețeaua generală rămâne nestabil și devine posibilă apariția fenomenelor de oscilație (cavitație, pompaj).

Există însă posibilitatea unei funcționări stabile, atunci când caracteristica rețelei întâlnește caracteristica totală într'un singur punct.

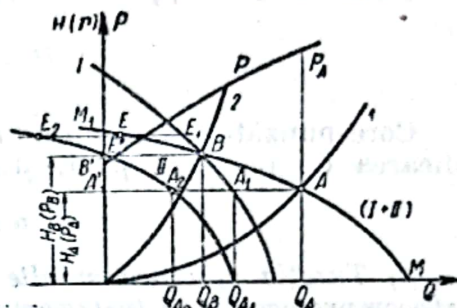


Fig. 41. Caracteristicile individuale și totale pentru două compresoare lucrând în paralel.

8. Comparație între turbocompresoare și pompele centrifuge

a) **Noțiuni fundamentale și proprietăți comune ale turbocompresoarelor și ale pompelor centrifuge.** Din punct de vedere tehnic, compresoarele și pompele se bazează pe același principiu de funcționare: ridicarea presiunii fluidului prin transformarea energiei furnizate din exterior.

Noțiuni fundamentale comune, hidrodinamice și aerodinamice, au dus la o fabricație omogenă în domeniul compresoarelor, al termopompelor, al mașinilor frigorifice și al pompelor hidraulice.

Cercetările comune sunt posibile pe baza legilor de similitudine și a coeficienților nedimensionali cum este, de exemplu, turația specifică, ce nu se folosea înainte decât pentru turbinele hidraulice.

Cercetările aerodinamice, introduse azi în mod sistematic la turbomașini, au permis, prin legile de similitudine, transpunerea în domeniul aburului și al lichidelor a rezultatelor obținute prin încercări, la care s'a folosit ca fluid aerul.

Fie că este cazul unei turbine hidraulice, cu abur sau cu gaze, al unei pompe sau al unei elice marine, încercarea se face pe un model cu aer, ca și cum ar fi vorba de un turbocompresor, de o suflantă sau de o elice de avion.

Transpunerea în domeniul lichidelor și al aburului a rezultatelor obținute cu aer a fost verificată pe baza studiilor teoretice.

În privința turbocompresoarelor și a pompelor centrifuge se pot observa următoarele asemănări:

α) **Ecuații fundamentale comune.** În ambele cazuri, pompajul este impus de cuplul motor exterior M .

Ecuația generală este:

$$M = \rho Q (r_1 c_{u1} - r_2 c_{u2}),$$

valabilă atât pentru lichide, cât și pentru gaze.

Puterea necesară este $M\omega$ și întrucât $\omega r = u$, rezultă :

$$P = M\omega = \rho Q (u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2}).$$

Deoarece $P = \gamma Q H$, în cazul fluidelor lichide, înălțimea de refulare este :

$$H = \frac{1}{g} (u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2}).$$

Corespunzător înălțimii de refulare H , în m, la lichide, pentru gaze există ridicarea de presiune p și, știind că $H = p/\gamma$, se obține :

$$p = \rho (u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2}).$$

β) *Turația specifică și alte numere caracteristice nedimensionale comune turbocompresoarelor și turbopompelor.* Pentru compararea pompelor centrifuge între ele se folosește turația specifică n_s , valabilă pentru toate tipurile geometrice asemenea.

Compresibilitatea gazelor a făcut să pară dificilă, la prima vedere, aplicarea turației specifice și la turbocompresoare.

Dar majoritatea cazurilor practice (ventilatoare, suflante axiale sau treptele individuale ale turbocompresoarelor) arată că se poate face abstracție — în primă aproximație și fără inconveniente — de compresibilitatea gazelor.

Se poate introduce deci, ca și pentru mașinile hidraulice, o turație specifică, obținându-se astfel aceleași avantaje importante în compararea turbocompresoarelor între ele.

Trebuie să se observe — și aceasta arată analogia între cele două feluri de mașini — că turațiile specifice ale acestora sunt legate prin relații determinate. Dacă aceste relații sunt cunoscute, se pot transpune rezultatele încercărilor dintr'un domeniu în celălalt.

Pentru pompele centrifuge, turația specifică n_s este :

$$n_s = n \frac{\sqrt{\gamma_l}}{\sqrt{75}} Q^{\frac{1}{2}} H^{-\frac{3}{4}} \quad (38)$$

Pentru apă, $\gamma_l = \gamma_{H_2O} = 1000 \text{ kgf/m}^3$, se găsește :

$$n_s = 3,65 Q^{\frac{1}{2}} H^{-\frac{3}{4}} n, \quad (39)$$

unde n este turația, în rot/min.

Între presiunea p , în kgf/m^2 , care se creează și înălțimea H , în m, de refulare există relația :

$$H = \frac{p}{\gamma}$$

Pentru un lichid (l), ținând seamă de ecuația (38), rezultă :

$$n_{sl} = n Q^{\frac{1}{2}} p_l^{-\frac{3}{4}} \gamma_l^{\frac{5}{4}} \cdot 75^{-\frac{1}{2}} \quad (40)$$

Se consideră analog unei pompe centrifuge date, acel turbocompresor care, pentru o formă geometrică analoagă, refulează — la aceeași turație — același debit ; presiunile obținute în cele două mașini se comportă însă, proporțional cu greutatea specifice ale fluidelor refulate.

Pentru un gaz (g), ținând seamă de această condiție de analogie ($Q_g = Q_l = Q$ m³/s; $p_g/p_l = \gamma_g/\gamma_l$), rezultă că :

$$n_{sg} = nQ^{\frac{1}{2}} \left(p_l \frac{\gamma_g}{\gamma_l} \right)^{-\frac{3}{4}} \gamma_g^{\frac{5}{4}} \cdot 75^{-\frac{1}{2}} \quad (41)$$

Din relațiile (40) și (41) rezultă :

$$\frac{n_{sl}}{n_{sg}} = \sqrt{\frac{\gamma_l}{\gamma_g}}$$

Pentru apă și aer (la 15°C și 750 mm col. Hg) :

$$n_{sl} = n_{sH_2O} = 29,1 n_{sg}$$

Turațiile specifice ale turbocompresoarelor și ale pompelor centrifuge analoage sunt deci în raportul de 1 : 29,1 ; ținând seamă de relația (39) rezultă :

$$n_{sg} = \frac{3,65}{29,1} Q^{\frac{1}{2}} H^{-\frac{3}{4}} \quad n = 0,125 Q^{\frac{1}{2}} H^{-\frac{3}{4}} n \quad (42)$$

La pompele centrifuge, turația specifică a fost definită ca fiind turația unei pompe-etalon, care, fiind construită geometric asemenea, în toate elementele ei, cu pompa reală considerată, are același randament hidraulic și volumetric, presiunea $H_l = 1$ m și puterea utilă $P_l = 1$ CP, iar debitul :

$$Q_l = \frac{75 P_l}{\gamma_l H_l} = \frac{75 \cdot 1}{1000 \cdot 1} = 0,075 \text{ m}^3/\text{s}.$$

Deci, pentru turbocompresoare se va obține respectiv $Q_g = 0,075$ m³/s, conform condiției de analogie :

$$P_g = 1 \text{ CP};$$

$$H_g = \frac{75 P_g}{\gamma_g Q_g} = \frac{75 \cdot 1}{1,18 \cdot 0,075} = 847 \text{ m col. gaz} = 1 \text{ m col. apă}.$$

Pentru suflante se utilizează, în general, coeficientul σ ;

$$\sigma = 0,379 Q^{\frac{1}{2}} H^{-\frac{3}{4}} n.$$

Pentru încercările pe modele de rotoare de turbocompresoare și, de asemenea, pentru determinarea caracteristicilor de funcționare și pentru stabilirea unor diagrame unificate, se mai folosesc coeficientul de comprimare ψ și coeficientul de debit φ .

Aceste mărimi pot fi adoptate, din punct de vedere practic, și pentru turbopompe. Rezultă deci o definiție comună pentru tipurile radiale și axiale ale rotoarelor de pompe și compresoare, la care :

— coeficientul de comprimare :

$$\psi = \frac{2P}{\rho u^2}$$

— coeficientul de debit :

$$\varphi = \frac{Q}{A u} = \frac{4Q}{\pi D^2 u}$$

În domeniul pompelor, ca și în cel al turbinelor hidraulice, se mai folosesc și alte cifre specifice :

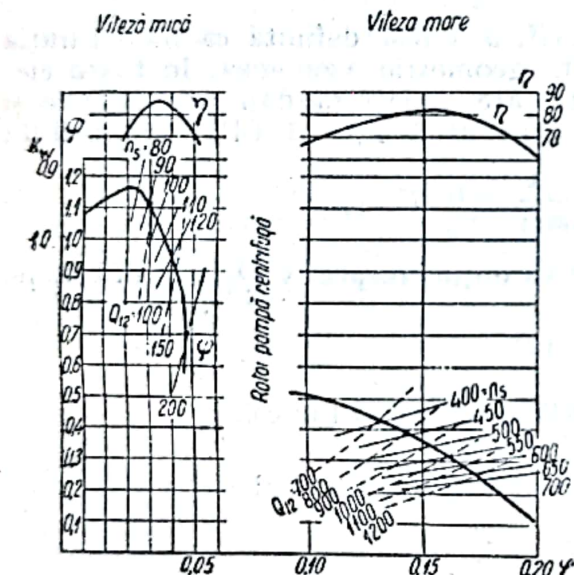
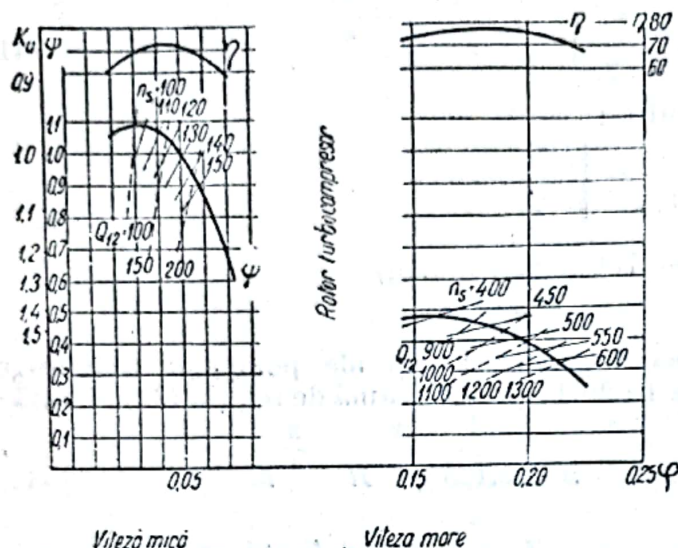


Fig. 42. Comparație între caracteristicile pompelor centrifuge și ale turbocompresoarelor.

În fig. 42 se dau aceste caracteristici ale rotoarelor pompelor și compresoarelor, obținute prin măsurări și care pun în evidență întinderea domeniilor de lucru distincte, în funcție de turația specifică.

Diagramele din fig. 42 arată proprietăți concordante între turbocompresoare și turbopompe cu viteză mică sau cu viteză mare, rezultatele obținute prin diferite experiențe sau cercetări putând fi folosite astfel dela un domeniu la altul.

Interdependența între ϕ , ψ , K_u și n_s este reprezentată în fig. 43.

b) Deosebiri între turbocompresoare și pompele centrifuge. Deosebirile pot fi de ordin constructiv sau funcțional. Astfel :

1. Numărul treptelor este, în mod curent, mai mare la turbocompresoare decât la pompele centrifuge.

$$K_u = \frac{u}{\sqrt{2gH}};$$

$$Q_{12} = \frac{Q}{D^2 \sqrt{H}};$$

Prin calcul se obține :

$$K_u = \frac{1}{\sqrt{\psi}};$$

$$Q_{12} = \frac{\pi}{4} \sqrt{2g} \frac{\phi}{\sqrt{\psi}} = 3,48 \frac{\phi}{\sqrt{\psi}}.$$

Debitul rotorului (m^3/s) este deci dat de :

$$Q = \frac{\pi}{4} D^2 \phi u,$$

în care D este dat în m și u în m/s .

Înălțimea de refulare (în col. apă) este :

$$H = \psi \frac{u^2}{2g}.$$

Aceste relații permit valorificarea pe o bază comună a încercărilor pe modele de pompe și turbocompresoare ; caracteristicile de funcționare obținute prin încercări în laborator pot fi astfel generalizate.

2. La turbocompresoare, raportul presiunilor între două trepte este de numai 1,2–1,4, deci mai mic decât la pompele centrifuge sau la compresoarele cu piston.

3. Între 2 și 4 trepte (uneori mai multe), gazul este răcit.

4. Din cauza micșorării volumului de gaz prin comprimare, ultimele rotoare au diametrul mai mic, sau lățimea paletelor mai mică.

5. Viteza periferică și numărul de rotații sunt mult mai mari la turbocompresoare, decât la pompele centrifuge.

In comparație cu compresoarele cu piston, turbocompresoarele prezintă avantaje importante :

1. Ocupă un spațiu restrâns.

2. Având un număr mare de rotații se pot cupla direct cu turbine sau cu electromotoare.

3. Pot comprima volume mari de gaz.

4. Nu necesită ungeri interioare, deci nu se găsește ulei în gazul comprimat și prin aceasta se înlătură pericolul de explozii; singurele elemente care se ung (sub presiune) sunt lagărele, consumul de ulei este deci mult mai redus.

5. Singurul organ de lucru este rotorul, din care cauză turbocompresoarele poate fi deservite ușor.

6. În debit constant, curgere continuă fără pulsații (mers uniform), ceea ce înlătură necesitatea camerelor pentru amortisarea pulsațiilor.

7. Au greutate mică și mers echilibrat, deci fundații reduse.

Desavantajele turbocompresoarelor față de compresoarele cu piston :

1. Nu sunt compatibile pentru debite mici și presiuni înalte; sunt economice numai pentru debite mari (peste 3 000 m³/h) și presiuni până la 12–15 at.

2. Costul de instalație (investiție) este mare.

3. Au randament mai mic.

9. Exemple constructive

Mașinile centrifuge, care, aspirând gazul la presiunea atmosferică, îl comprimă până la 2–3 at, formează clasa turbosuflătoarelor (suflantelor).

Mașinile centrifuge care dezvoltă o presiune mai înaltă și la care se prevăd și sisteme de răcire formează clasa turbocompresoarelor.

Raportul de comprimare într-o treaptă (rotor-aparat de dirijare) este $\epsilon = 1,2$ – $1,6$; pentru mașini speciale, până la 4. Domeniul debitelor mari, de 1 000 m³/min și mai mult, aparține exclusiv turbosuflătoarelor și turbocompresoarelor; compresoarele cu piston rămân valabile pentru domeniul debitelor mai mici și al presiunilor înalte.

Turbocompresoarele se fabrică astăzi într-un singur corp pentru presiuni până la 8–10 at și $Q = 8\,000$ – $80\,000$ m³/h și mai mult. Totuși, există turbocompresoare în construcții speciale și pentru presiuni mai înalte (până la 30 at) și cu debite mai mari.

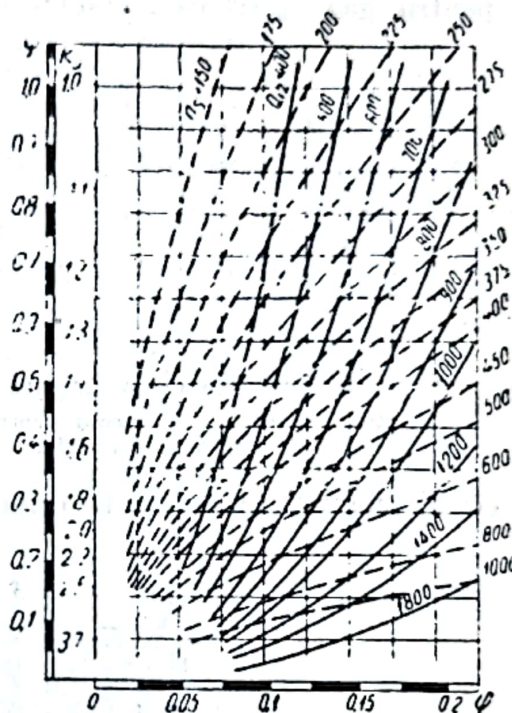


Fig. 43. Interdependența între ϕ , ψ , K_u și n_s .

Turbocompreseoarele pentru aceste presiuni înalte pot înlocui compreseoarele cu piston cu avantajele amintite.

Întrebuințarea materialelor speciale a permis construirea turbocompreseoarelor și a suflantelor pentru gaze corozive (de exemplu turbocompreseoare pentru gaze nitrante). Astăzi se construiesc de asemenea turbocompreseoare și suflante de aer pentru industria chimică și minieră, turbo-

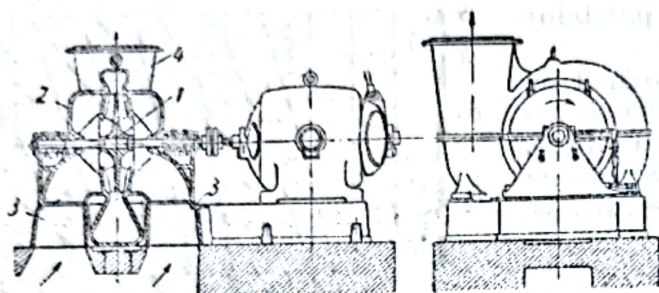


Fig. 44. Suflantă cu o singură treaptă:

1—rotor; 2—carcasă; 3—racord pentru admisie;
4—racord pentru refulare.

compreseoare pentru circulația forțată a vaporilor, suflante pentru cuptoare înalte, turbocompreseoare axiale cu palete similare elicei de avion, suflante cu una sau cu mai multe trepte ale căror palete sunt orientabile în mers, etc. S'au obținut randamente din ce în ce mai mari (de exemplu 91%). Prin simpla schimbare a unghiului de atac al paletelor, există posibilitatea de a se adapta același turbo-

compresor la debite foarte diferite, fără a sacrifica randamentul.

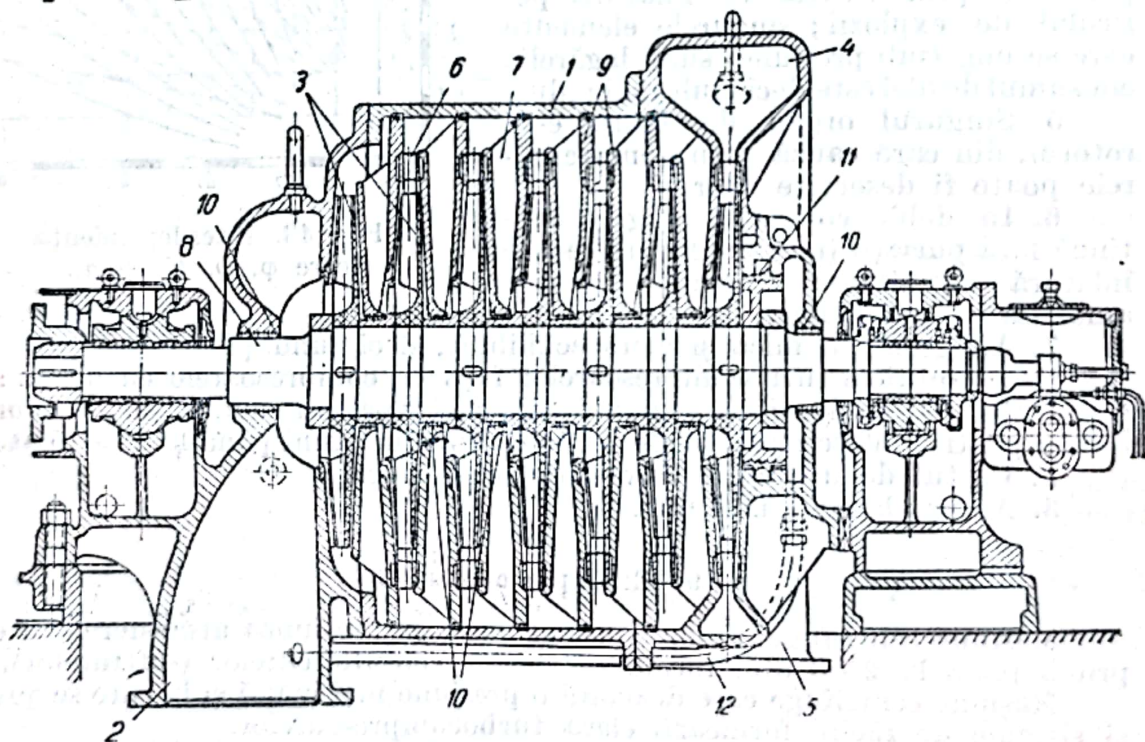


Fig. 45. Suflantă cu mai multe trepte:

1—carcasă; 2—racord de admisie; 3—rotor; 4—spirală; 5—racord de refulare; 6—aparat de dirijare; 7—reversor; 8—arbore; 9—pereți; 10—presetupă cu labirint; 11—piston de descărcare a împingerii axiale; 12—țeavă de refulare.

În întreprinderile industriale chimice se întâlnesc turbocompreseoare pentru aer acționate cu turbine de gaz, care folosesc energia gazelor ce nu au altă întrebuințare, descărcând astfel, în mare măsură, motorul principal. În cazul acesta, turbina cu gaze devine un agregat separat, cuplat cu arborele compresorului.

În fig. 44 este reprezentată o suflantă cu o singură treaptă și cu dublă admisie și refulare (paletele sunt așezate spate în spate).

Un alt exemplu este suflanta cu mai multe trepte din fig. 45.

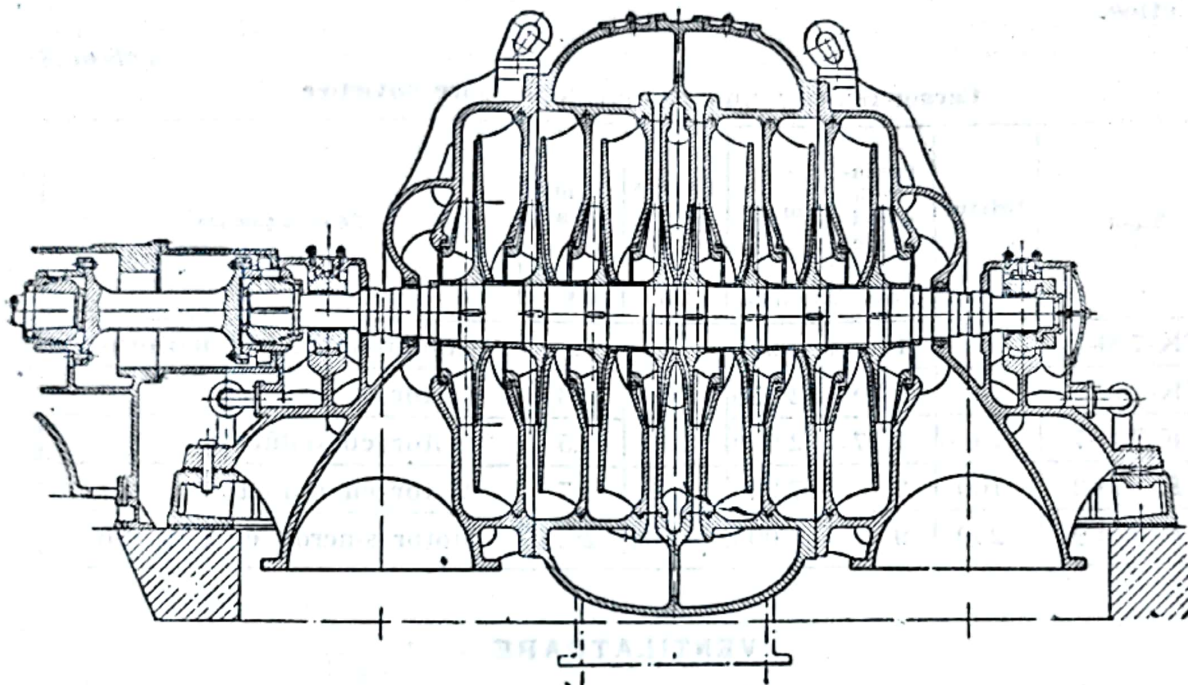


Fig. 46. Turbosuflător de aer.

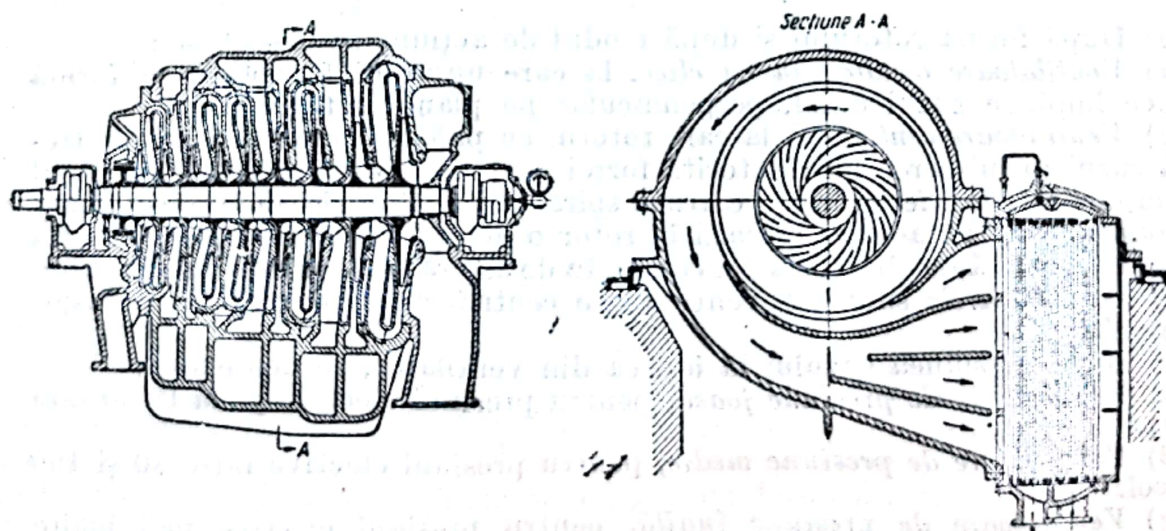


Fig. 47. Turbocompresor cu nouă trepte.

O construcție importantă ca mărime și soluție este reprezentată în fig. 46 : turbosuflător de aer pentru furnale, cu un debit $Q = 4\ 100\ \text{m}^3/\text{min}$; $p_r = 2,6\ \text{at}$, $n = 3\ 100\ \text{rot}/\text{min}$.

Un turbocompresor pentru un debit $Q = 45\,000\text{ m}^3/\text{h}$, la 9 at, și $n = 4000$ rot/min este reprezentat în fig. 47.

În tabela 8, se dau caracteristicile câtorva tipuri de turbocompresoare sovietice.

Tabela 8

Caracteristicile unor turbocompresoare sovietice

Tipul	Debitul m^3/min	Presiunea de compri- mare ata	Turația rot/min	Puterea moto- rului kW	Greuta- tea t	Felul acționării
TK-700-3	75	1,24	2 950	55	1,8	Cuplare directă cu motorul
TK-700-5	75	1,39	2 950	100	2,3	Motor cu reductor
TK-700-7	75	1,57	2 950	150	2,5	Motor cu reductor
TK-100-2	100	2	7 250	450	3,7	Motor cu reductor
TK-250-9	250	9	6 000	2 000	29,6	Motor sincron cu reductor

VENTILATOARE

Prin *ventilatoare* se înțeleg aparatele care transportă gazele, prin acțiunea unui rotor cu palete, la presiuni până la 0,1 at = 1 000 mm col. apă.

1. Clasificare

a) După forma rotorului și după modul de acțiune se deosebesc:

α) *Ventilatoare axiale sau cu elice*, la care un rotor cu palete în formă de elice împinge gazul axial, perpendicular pe planul rotorului.

β) *Ventilatoare centrifuge*, la care rotorul cu palete plane sau curbe antrenează gazul în mișcarea lor; datorită forței centrifuge care se dezvoltă, gazul este împins spre periferie, într-o carcasă spirală, care îl dirijează spre conducta de refulare; prin aceasta se creează în rotor o depresiune care face ca o nouă cantitate de gaz să fie absorbită din conducta de aspirație, prin centrul rotorului.

γ) *Exhaustoarele* sunt tot ventilatoare centrifuge, utilizate însă ca aspiratoare de gaz.

b) După presiunea gazului la ieșirea din ventilator, se deosebesc:

α) *Ventilatoare de presiune joasă*, pentru presiuni efective până la 80 mm col. apă.

β) *Ventilatoare de presiune medie*, pentru presiuni efective între 80 și 160 mm col. apă.

γ) *Ventilatoare de presiune înaltă*, pentru presiuni efective mai înalte decât 160 mm col. apă.

c) O clasificare a ventilatoarelor se poate face și după turația specifică care în cazul ventilatoarelor, este dată de formula:

$$n_s = 20 \pi Q^{\frac{1}{2}} \left(\frac{H}{\rho} \right)^{-\frac{3}{4}} n. \quad (43)$$

Se deosebesc : ventilatoare rapide cu $n_s > 1200$; normale cu $n_s = 600 - 1200$; lente cu $n_s = 200 - 600$; foarte lente cu $n_s < 200$.

În industria chimică, ventilatoarele axiale au aplicații puțin importante, importanța cea mai mare revenind ventilatoarelor centrifuge.

Pentru ventilatoarele centrifug, rămân valabile considerațiile teoretice dela mașinile turbocompresoare, ele constituind o categorie a acestor mașini.

2. Date constructive

1. Viteza de aspirație în ventilator (c_0) este dată (tabela 9) în funcție de presiunea totală :

$$p_t = p_d + p_s,$$

unde :

p_t este presiunea totală ;
 p_d — presiunea dinamică ;
 p_s — presiunea statică.

Tabela 9

Viteza de aspirație în ventilator

p_t mm col. apă	10	20	50	100	150	200	250	300	400	500	600	700	800
c_0	5,2	7,6	12,8	18,0	21,4	23,8	25,4	26,5	27,7	28,2	28,5	28,6	28,7
p_d	1,66	3,72	10,0	19,8	28,0	34,7	39,5	43,0	47,0	48,7	49,7	50,0	50,4
p_s	8,34	16,28	40,0	80,2	122,0	165,3	210,5	257,0	353,0	451,3	550,3	650,0	749,6

2. Diametrul de aspirație. Știind că viteza de aspirație în ventilator, în m/s, este :

$$c_0 = \frac{Q_s}{0,785 \mu_0 (D_0^2 - d^2)}, \quad (44)$$

unde :

Q_s este debitul aspirat pe secundă ;
 D_0 — diametrul conductei de aspirație ;
 μ_0 — un coeficient în funcție de condițiile de intrare = 0,7—1 ;
 d — diametrul bușei = $K_d D_0 = (0,5 - 0,7) D_0$.

rezultă că :

$$D_0 = \sqrt{\frac{Q_s}{0,785 c_0 (1 - K_d^2) \mu_0}} \quad (45)$$

Valoarea lui D_0 mai poate fi dată și de formula :

$$D_0 = (3 - 4) \sqrt[3]{Q_s/n}.$$

Se rotunjește D_0 la unul dintre următoarele diametre normalizate : 50, 75, 100, 150, 200, 250—600, mm.

3. Diametrul arborelui, în mm, :

$$d_c = d - (30 - 40). \quad (46)$$

4. Diametrul interior al rotorului :

$$D_1 = (0,9 - 1,1) D_0. \quad (47)$$

5. Diametrul exterior al rotorului :

— la ventilatoarele de presiune joasă :

$$D_2 = (1,25 - 1,5) D_1 ;$$

— la ventilatoarele de presiune medie :

$$D_2 = (1,5 - 1,75) D_1 ; \quad (48)$$

— la ventilatoarele de presiune înaltă :

$$D_2 = (1,75 - 2,00) D_1.$$

6. Lățimea paletelor :

$$b_1 = (1,1 - 1,25) \frac{D_0}{4} \mu_0. \quad (49)$$

7. Unghiul β_1 :

$$\beta_1 = 30 - 70^\circ.$$

8. Unghiul β_2 :

$$\beta_2 = 30 - 150^\circ :$$

— pentru palete curbate în sensul rotației se ia de obicei $\beta_2 = 135^\circ$,

— pentru palete curbate, contrar sensului de rotație se ia de obicei $\beta_2 = 45^\circ$.

9. Raza de curbura a paletei :

$$R_k = \frac{R_2^2 - R_1^2}{2(R_2 \cos \beta_2 - R_1 \cos \beta_1)}. \quad (50)$$

Raza cercului centrelor pentru trasare :

$$R_0 = \sqrt{R_k^2 + R_2^2 - 2 R_k R_2 \cos \beta_2}. \quad (51)$$

10. Latura pătratului pentru construirea spiralei :

$$a = \frac{A}{4}.$$

11. Distanța minimă (Δd) între rotor și carcasă :

$$\Delta d = (0,05 - 0,07) D_2. \quad (52)$$

12. Viteza gazului în carcasă :

$$c_c \leq c_0.$$

3. Calculul unui ventilator

Exemplu : Să se proiecteze un ventilator cu palete radiale care să corespundă condițiilor dela punctele 1—4 din tabela de mai jos.

1	Gazul		Aer	—	Dat
2	Debitul	Q	240	m^3/min	Dat
3	Temperatura	t	20	$^{\circ}\text{C}$	Data
4	Presiunea (statică)	p_s	65	mm col. apă	Data. Obs. 1.
5	Viteza de aspirație	c_0	16,5	m/s	Obs. 2.
6	Greutatea specifică a gazului la 0°C	γ_0	1,293	kgf/m^3	—
7	Greutatea specifică a gazului la $t^{\circ}\text{C}$	γ_t	1,2	kgf/m^3	$(6) \cdot 273 : [273 + (3)]$
8	Presiunea dinamică	p_d	16,7	mm col. apă	$(5)^2 \cdot (7) \cdot 2 \cdot 9,81$
9	Presiunea totală	p_t	81,7	mm col. apă	$(4) + (8)$
10	Debitul	Q	4	m^3/s	$(2) : 60$
11	Unghiul α_1	α_1	90	grade	Obs. 5. Fig. 48
12	Unghiul β_2	β_2	90	grade	Obs. 5. Fig. 48
13	Randamentul manometric	η_m	0,65	—	—
14	Viteza periferică	u_2	32	m/s	Obs. 6. Fig. 48
15	Randamentul mecanic	ρ	0,60	—	—
16	Puterea necesară	P_e	7,2	CP	$(10) \cdot (9) : 75 \cdot (15)$
17	Puterea motorului disponibil	P	8,1	CP	Obs. 7.
18	Turația motorului	n	780	rot/min	Obs. 7.
19	Diametrul exterior al rotorului	D_2	790	mm	$(14) \cdot 60 : (18) \pi$ Fig. 48
20	Diametrul de intrare (aspirație)	D_0	640	mm	Obs. 3.
21	Diametrul bușei	d	320	mm	Obs. 3.
22	Diametrul arborelui	d_c	280	mm	Obs. 3.
23	Diametrul interior al rotorului	D_1	640	mm	Obs. 3. Fig. 48
24	Raportul D_2/D_1	D_2/D_1	1,25	—	$(19) : (23)$
25	Secțiunea de intrare în ventilator	A_1	0,242	m^2	Obs. 4.
26	Viteza de intrare în rotor	c_1	16,5	m/s	$(10) : (25) \text{ Fig. 48}$

27	Viteza tangențială la interiorul rotorului	u_1	26	m/s	$\pi \cdot (23) \cdot (18) : 60$ Fig. 48
28	$\operatorname{tg} \beta_1$	$\operatorname{tg} \beta_1$	0,635	—	(26):(27) Fig. 34 și 48
29	Unghiul β_1	β_1	32°30'	—	—
30	Viteza w_1	w_1	30,8	m/s	Obs. 9. Fig. 48
31	Raza de curbură a paletelor	R_k	100	mm	Obs. 10. Fig. 45
32	Raza cercului centrelor pentru trasare	R_0	407	mm	Obs. 10. Fig. 48
33	Numărul paletelor	z	12	—	Obs. 8.
34	Viteza $w_2 = w_1$	w_2	30,8	m/s	(30) Fig. 48
35	Viteza de ieșire a gazului din rotor	c_2	44,40	m/s	$\sqrt{(34)^2 + (14)^2}$ Obs. 9. Fig. 48
36	Diametrul echivalent al canalului dintre palete, la intrare	d_{e1}	160	mm	Obs. 11.
37	Distanța dintre palete la centrul rotorului (pasul)	t_1	168	mm	$\pi \cdot (23) : (33)$ Fig. 48
38	Lățimea canalului (sau a rotorului)	b_1	152	mm	Obs. 11
39	Diametrul echivalent al canalului dintre palete, la periferie	d_{e2}	98	mm	Obs. 11
40	Distanța dintre palete, la periferie, măsurată perpendicular pe c_2	t_{c2}	143	mm	Obs. 12. Fig 48.
41	Lățimea canalului (rotorului) la periferie	b_2	75	mm	Obs. 11
42	Viteza de ieșire a aerului din ventilator	c_e	24	m/s	Ales > (5)
43	Secțiunea necesară	A_e	0,1665	m ²	(10):(42)
44	Lățimea carcasei la ieșire	b_e	400	mm	Constructiv
45	Lățimea deschiderii la ieșire	l_e	540	mm	(43):(44)
46	Presiunea dinamică, la ieșirea din carcasă	p_{de}	35	mm col. apă	Obs. 13.
47	Presiunea statică, la ieșirea din carcasă	p_{se}	46,7	mm col. apă	(9) — (46)
48	Presiunea dinamică transformată în presiune statică în difuzor	Δp_{se}	18,3	mm col. apă	(4) — (47)
49	Pierderi la transformarea presiunilor		20	%	Apreciat

(Urmare)

50	Presiunea dinamică rămasă la ieșirea din difuzor p'_{dd}	13,3	mm col. apă	Obs. 13.
51	Viteza la ieșirea din difuzor c_d	14,7	m/s	$\sqrt{(50) \cdot 2 \text{ g} : (7)}$
52	Secțiunea difuzorului la ieșire A'_d	0,2720	m ²	(10):(51)
53	Diametrul difuzorului la ieșire (rotunjit) D_d	600	mm	$1000 \sqrt{4 \cdot (52) : \pi}$ Fig. 49
54	Diametrul echivalent al carcasei la ieșire D_{ec}	460	mm	$2 \cdot (44) \cdot (45) : [(44) + (45)]$. Obs. 11.
55	Suprafața echivalentă corespunzătoare la D_{ec} $A_1 = A_{ec}$	0,1660	m ²	$\pi \cdot (54)^2 : 4 \cdot 10^6$
56	Secțiunea efectivă a difuzorului la ieșire . . . $A_2 = A_d$	0,283	m ²	$\pi \cdot (53)^2 : 4 \cdot 10^6$
57	Lungimea difuzorului . . . L	400	mm	Ales. Fig. 49
58	Tangenta unghiului $\varphi/2$. $\text{tg } \varphi/2$	0,175	—	Obs. 14. Fig. 49
59	Unghiul φ φ	20	grade	Fig. 49
60	Randamentul difuzorului η_d	20	%	Obs. 15.
61	Viteza la ieșirea din difuzor c_d	14,1	m/s	(10):(56)
62	Presiunea dinamică la ieșirea din difuzor p_{dd}	12	mm col. apă	$(61)^2 \cdot (7) : 2 \text{ g}$
63	Presiunea dinamică transformată în presiune statică în difuzor $\Delta p'_{sd}$	23	mm col. apă	(46) — (62)
64	Presiunea dinamică efectiv transformată în presiune statică Δp_{sd}	20	mm col. apă	(63) · (60)
65	Presiunea statică la ieșirea din difuzor p_{sd}	66,7	mm col. apă	(47) + (64) Obs. 16.
66	Presiunea totală la ieșirea din difuzor p_{td}	78,7	mm col. apă	(65) + (62) Obs. 16
67	Porțiunea din diametrul exterior al rotorului care trece deasupra racordării cu carcasa ΔD	150	mm	$\approx (19) : 5$. Obs. 17. Fig. 49

(Urmare)

68	Distanța maximă între carcasă și rotor A	390	mm	(45) – (67) Fig. 49
69	Latura pătratului pentru construirea spiralei (carcasei) a	100	mm	$\approx (68):4 \cdot \text{Fig. 49}$
70	Razele pentru trasarea spiralei :			
	$R_0 = \frac{D_2}{2} + 5 \dots R_0$	400	mm	Fig. 49
	$R_1 = R_0 + \frac{7}{8} A \dots R_1$	750	mm	Fig. 49
	$R_2 = R_0 + \frac{5}{8} A \dots R_2$	650	mm	Fig. 49
	$R_3 = R_0 + \frac{3}{8} A \dots R_3$	550	mm	Fig. 49
	$R_4 = R_0 + \frac{1}{8} A \dots R_4$	450	mm	Fig. 49
71	Distanța minimă între rotor și carcasă Δd	45	mm	Obs. 18. Fig. 49

Obs. 1. Presiunea statică rezultă din însumarea presiunii efective pe care trebuie să o aibă gazul la ieșirea din conducte și presiunii necesare învingerii rezistențelor pe care le întâmpină gazul, la debitul dorit. în aceste conducte.

Obs. 2. Viteza de aspirație se ia (în mod provizoriu) din tabela 8 – date constructive – prin interpolare.

Obs. 3. Diametrul de intrare (aspirație), conform celor arătate la punctul 2 – date constructive – :

$$D_0 = \sqrt{\frac{4}{0,785 \cdot 16,5 (1 - 0,5^2)}} = 0,640 \text{ m} = 640 \text{ mm};$$

$K_d = 0,5$; $\mu_0 = 1$;

d – diametrul bușei = $0,5 D_0 = 320 \text{ mm}$;

d_c – diametrul arborelui = $d - 40 = 280 \text{ mm}$;

D_1 – diametrul interior al rotorului = $D_0 = 640 \text{ mm}$.

Obs. 4. Secțiunea de intrare în ventilator este dată de :

$$A_1 = \frac{\pi}{4} (D_1^2 - d^2) = \frac{\pi}{4} (0,64^2 - 0,32^2) = 0,242 \text{ m}^2.$$

Obs. 5. Se aleg palete terminate radial ($\beta_2 = 90^\circ$), înclinate la centru în sens contrar rotației, astfel ca unghiul $\alpha_1 = 90^\circ$ (pentru a avea pierderi minime la intrarea în rotor).

Obs. 6. Din ecuația fundamentală a turbomasinilor :

$$P_m = \eta_m \rho (u_2 c_2 \cos \alpha_2 - u_1 c_1 \cos \alpha_1),$$

unde: $\rho = \gamma_t/g$; $\alpha_1 = 90^\circ$; $\cos \alpha_1 = 0$; $c_2 \cos \alpha_2 = u_2$ (fig. 48).

Rezultă:

$$p_m = \eta_m \frac{u_2^2}{g} \gamma.$$

Deci:

$$u_2 = \sqrt{\frac{p_m g}{\eta_m \gamma_t}} = \sqrt{\frac{81,7 \cdot 9,81}{0,65 \cdot 1,2}} = 32 \text{ m/s.}$$

Obs. 7. Deoarece este puțin probabil să se găsească un electromotor cu caracteristicile n și P , rezultate din calcul, se presupune că se poate dispune de un electromotor cu $n = 780$ rot/min și $P = 8,1$ CP.

Obs. 8. Numărul de palete z poate fi 4, 6, 8, 12, 16, 24, 32, 48.
Se alege $z = 12$.

Obs. 9. În cazul de față ($\alpha_1 = 90^\circ$): $w_1 = u_1/\cos \beta_1 = 26/0,843 = 30,8$ m/s.

Deasemenea, la ieșirea din rotor ($\beta_2 = 90^\circ$):

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u_2^2} = \sqrt{30,8^2 + 32^2} = 44,40 \text{ m/s.}$$

Obs. 10. Raza de curbura — care să dea o paletă curbată după un arc de cerc, cu $\beta_1 = 32^\circ 30'$ și $\beta_2 = 90^\circ$, este:

$$R_k = \frac{R_2^2 - R_1^2}{2(R_2 \cos \beta_2 - R_1 \cos \beta_1)} = \frac{395^2 - 320^2}{2 \cdot 320 \cdot 0,843} = 100 \text{ mm.}$$

Raza cercului centrelor pentru trasarea paletelor:

$$R_0 = \sqrt{R_k^2 + R_2^2 - 2 R_k \cdot R_2 \cos \beta_2} = \sqrt{100^2 + 395^2} = 407 \text{ mm.}$$

Obs. 11. Secțiunea dreptunghiulară a canalului dintre palete trebuie să fie echivalentă, din punctul de vedere al curgerii fluidelor, cu o secțiune circulară $A_e = Q/zc$, secțiune care rezultă din împărțirea debitului de gaz care trece printr'un singur canal, cu viteza c .

Diametrul echivalent, d_e al acestei secțiuni circulare rezultă din:

$$A_e = \frac{\pi d_e^2}{4} = \frac{Q}{zc},$$

unde z este numărul de palete.

Deci:

$$d_e = 2 \sqrt{\frac{Q}{\pi z c}}$$

și, respectiv:

$$d_{e1} = 2 \sqrt{\frac{4}{\pi \cdot 12 \cdot 16,5}} = 152 \text{ mm};$$

$$d_{e2} = 2 \sqrt{\frac{4}{\pi \cdot 12 \cdot 44,4}} = 98 \text{ mm.}$$

Relația dintre diametrul echivalent și dimensiunile dreptunghiului de suprafață hidrodinamică sau aerodinamică echivalentă este :

$$d_e = 2 \frac{tb}{t+b},$$

de unde :

$$b = \frac{t d_e}{2t - d_e};$$

t este pasul paletelor.

Deci :

$$b_1 = \frac{168 \cdot 160}{2 \cdot 168 - 160} = 152 \text{ mm}; \quad b_2 = \frac{143 \cdot 98}{2 \cdot 143 - 98} = 75 \text{ mm}.$$

Obs. 12. Distanța dintre palete la periferie, măsurată perpendicular pe direcția vitezei c_2 — fig. 48 — este dată de relația :

$$l_{c2} = l_2 \cos(90 - \alpha_2) = l_2 \frac{w_2}{c_2} = \frac{D_2 \pi}{z} \cdot \frac{w_2}{c_2} = \frac{\pi \cdot 790}{12} \cdot \frac{30,8}{44,4} = 143 \text{ mm}.$$

Obs. 13. Presiunea dinamică la ieșirea din carcasa ventilatorului va fi :

$$p_{de} = \frac{c_e^2}{2g} \cdot \gamma_l = \frac{24^2}{2 \cdot 9,81} \cdot 1,2 = 35 \text{ mm col. apă},$$

iar presiunea statică :

$$p_{se} = p_t - p_{de} = 81,7 - 35 = 46,7 \text{ mm col. apă}.$$

Dacă se lua o altă valoare pentru c_e , se putea ajunge chiar la presiunile dela punctele (4) și (8) cerute; s'a luat însă 24 m/s pentru a realiza o carcasă de dimensiuni mai mici.

Trecerea la presiunile cerute se face cu ajutorul unui difuzor care, în același timp, face și racordarea între deschiderea dreptunghiulară a carcasei și intrarea circulară în conducta de refulare.

În difuzor, o presiune dinamică de $65 - 46,7 = 18,3$ mm col. apă trebuie să fie transformată în presiune statică, pentru a se ajunge, la sfârșit, la presiunea statică cerută de 65 mm col. apă.

Presupunând că această transformare de presiuni se face cu 20 % pierderi, rezultă că presiunea dinamică rămasă la ieșirea din difuzor va fi :

$$p'_{da} = (35 - 18,3) \cdot \frac{100 - 20}{100} = 13,3 \text{ mm col. apă}.$$

Obs. 14. Unghiul φ se calculează din relația :

$$\operatorname{tg} \frac{\varphi}{2} = \frac{D_a/2 - D_{ec}/2}{L} = \frac{600 - 460}{2 \cdot 400} = 0,175; \quad \varphi = 20^\circ.$$

Obs. 15. Randamentul unui difuzor este dat de următoarea relație aproximativă :

$$\rho = 1 - \frac{\left(\frac{A_2}{A_1} - 1 \right) \sin \varphi}{\frac{A_2}{A_1} - 1},$$

unde A_1 și A_2 sunt secțiunile dela capetele difuzorului.

Obs. 16. Presiunea statică rezultată $p_{sd} = 66,7$ mm col. apă este puțin mai înaltă decât presiunea statică cerută $p_s = 65$ mm col. apă.

Diferența $\Delta p = p_t - p_{td} = 81,5 - 78,7 = 2,8$ mm col. apă, reprezintă pierderi în difuzor.

Obs. 17. Acest ventilator este de presiune joasă ($p_t = 81,5$ mm col. apă).

În acest caz, centrul rotorului este astfel așezat, încât $1/5$ din diametrul său exterior să depășească linia unde carcasa este racordată la conducta de refulare sau a difuzor.

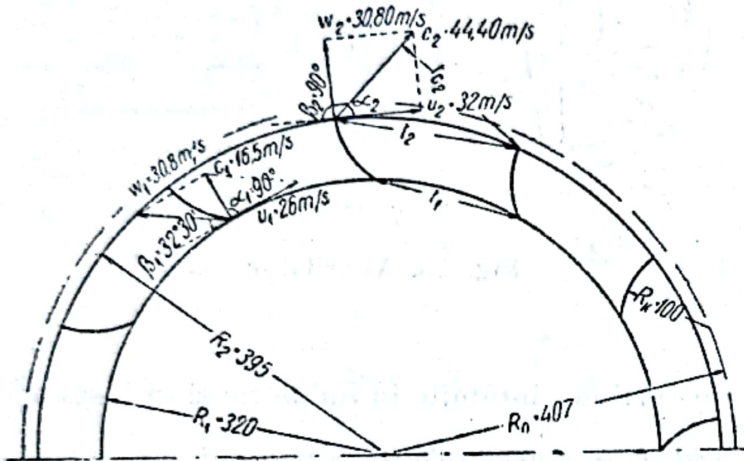


Fig. 48. Rotor ventilator.

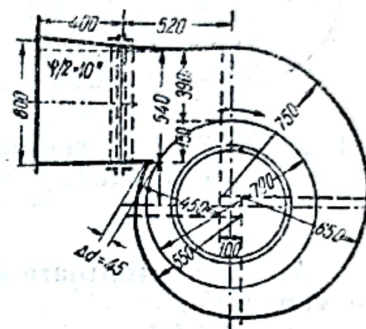


Fig. 49. Carcasa și difuzorul ventilatorului.

Obs. 18. Distanța minimă dintre rotor și carcasă, $\Delta d = 45$ mm a rezultat din fig. 49. Această distanță se găsește între limitele prescrise — $\Delta d = (0,05 - 0,07) D_2$ — deoarece în cazul de față $\Delta d/D_2 = 45/790 = 0,057$.

Cu datele și valorile astfel calculate, se pot construi atât rotorul, cât și carcasa (fig. 48 și 49).

4. Tipuri de ventilatoare

a) Ventilatoare centrifuge: Ele pot fi:

α) Ventilatoare cu palete radiale (fig. 50) care au rotorul cu 6—12 palete plane radiale și o carcasă spirală; paletelor sunt de obicei lungi și înguste.

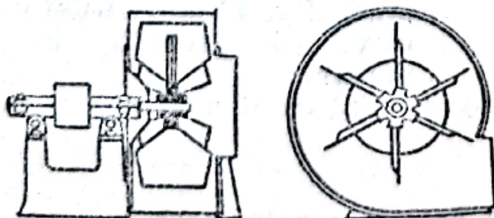


Fig. 50. Ventilator cu palete radiale și carcasă spirală.

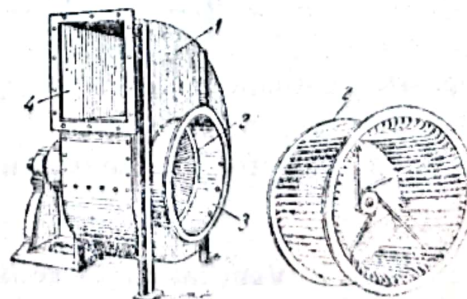


Fig. 51. Ventilator Siroco:
1—carcasă; 2—rotor; 3—racord pentru
admisie; 4—racord pentru refulare.

În industrie, aceste ventilatoare se utilizează în special ca exhaustoare.

β) Ventilatoare cu palete curbate în sens invers sensului de rotație, care se construiesc în prezent cu palete numeroase și late; ele au caracteristici convenabile pentru domenii largi de utilizare.

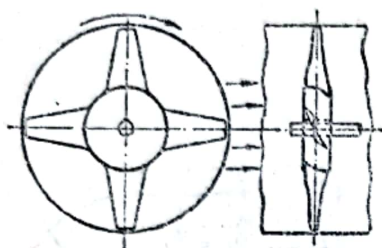


Fig. 52. Schema ventilatorului axial.

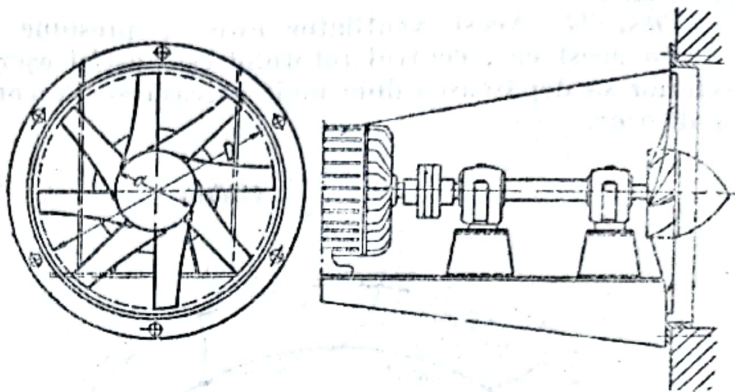


Fig. 53. Ventilator axial.

Aceste ventilatoare sunt cele mai des întâlnite în industrie și în instalațiile de ventilație.

γ) Ventilatoare cu palete curbate în sensul rotației, care mai sunt utilizate pentru transportul unor volume mari de gaz, cu viteze mici.

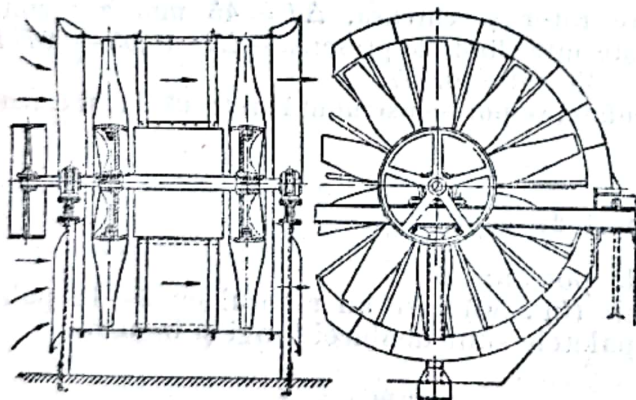


Fig. 54. Ventilator axial cu două trepte.

δ) Ventilatorul Sirocco, cu un număr mare de palete foarte scurte și foarte late, curbate în sensul rotației (fig. 51). Dirijarea curentului de gaz, dela centru până la palete, se face prin câteva palete auxiliare.

Caracteristice: $p_{s \max} = 120$ mm col. apă; $Q_{\max} = 1600$ m³/min; randament $\approx 70\%$.

b) Ventilatoare axiale, destinate transportului de gaze la presiuni foarte joase, până la 30 mm col. apă.

În fig. 52 este reprezentată schema unui ventilator axial, iar în fig. 53 un ventilator axial care se execută în țara noastră.

În fig. 54 este reprezentat un ventilator axial cu două trepte.

5. Ventilatoarele centrifuge și axiale în exploatare

În instalațiile de încălzire și de ventilație se utilizează ventilatoare centrifuge de presiune joasă, ventilatoare de presiune medie, ventilatoare aspiratoare de praf, ventilatoare axiale (elicoidale) cu patru palete și ventilatoare axiale (elicoidale) cu opt palete.

Pentru simplificare și pentru uniformitate în construcție și în exploatare s'a trecut la tipizarea ventilatoarelor.

Pentru fiecare dimensiune tipizată s'a stabilit un număr de ordine.

Alegerea ventilatoarelor centrifuge se face după valorile: Q — debitul ventilatorului, în m^3/h și H — presiunea totală, în mm col. apă, necesare în exploatare.

Ventilatoarele centrifuge de presiune joasă sunt folosite pentru deplasarea aerului relativ curat.

După OST-9033-940, se fabrică următoarele numere (tipuri) de ventilatoare: 2, 3, 4, 5, 6, $1\frac{1}{2}$, 8, $9\frac{1}{2}$, 11, $12\frac{1}{2}$, 14, 15. Numărul de ordine al ventilatoarelor corespunde cu diametrul rotorului, în decimetri. Numărul paletelor rotorului, la ventilatorul nr. 2, este de 32; la ventilatorul nr. 3, 48 iar la celelalte ventilatoare, 64.

Confecționarea ventilatoarelor cu diametrul mai mare decât 1550 mm sau a altor modele se face numai la comenzi speciale. În tabela 10 sunt arătate ventilatoare centrifuge de tip „Siroco” de presiune joasă.

Alegerea ventilatoarelor de presiune joasă poate fi făcută cu ajutorul nomogramei din fig. 55.

Exemplu. Se cere să se aleagă un ventilator pentru următoarele condiții de lucru:

$$Q = 20\,000\, m^3/h;$$

$$H = 50\, mm\, col.\, apă;$$

$$\gamma = 1,2\, kgf/m^3.$$

Din nomogramă rezultă că randamentul cel mai mare îl are ventilatorul nr. 8.

Pentru acest ventilator, randamentul $\eta = 0,56$, și $A = 3875$, de unde:

$$n = \frac{A}{Nr} = \frac{3\,875}{8} = 485\, rot/min.$$

Ventilatoarele centrifuge de presiune medie sunt folosite pentru deplasarea aerului relativ curat, care poate conține mici suspensii de praf.

Instalarea acestor ventilatoare se recomandă, deasemenea și pentru evacuarea (aspirarea) aerului care conține vapori, cum și a gazelor corozive,

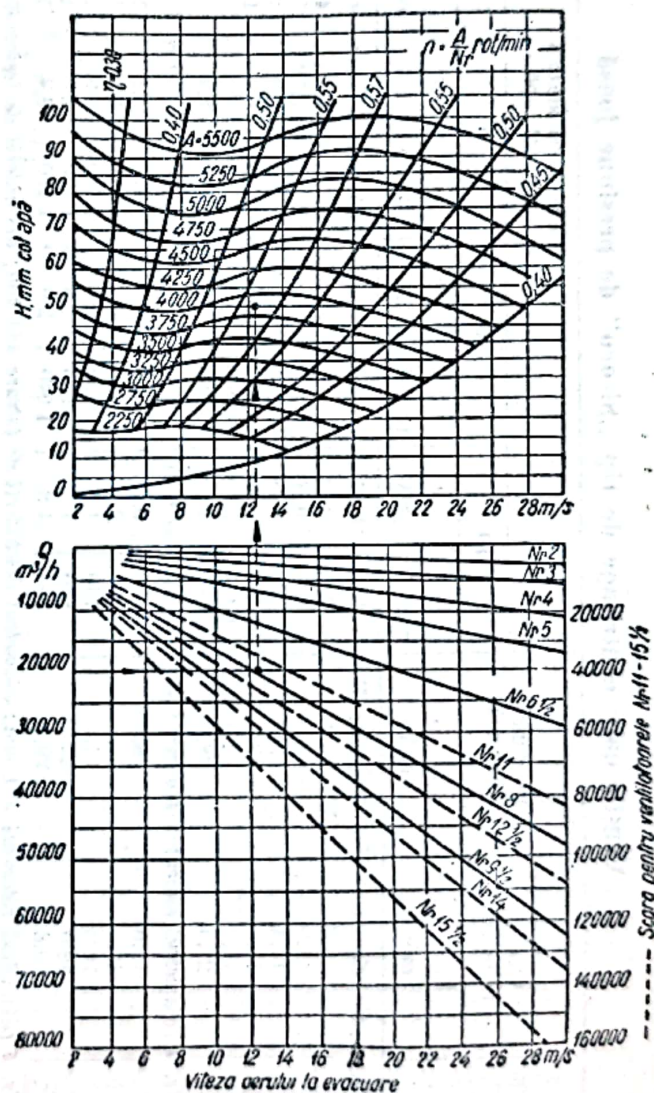


Fig. 55. Nomogramă pentru alegerea ventilatoarelor de presiune joasă.

Tabela 10

Ventilatoare centrifuge de tip „Siroco” de presiune joasă

Debitul Q m^3/h	Viteza la ieșire m/s	Presiunea dinamică $mm\ col.\ apă$	Presiunea statică $mm\ col.\ apă$														
			10			20			40			60			80		
			n rot/min	P kW	n rot/min	P kW	n rot/min	P kW	n rot/min	P kW	n rot/min	P kW	n rot/min	P kW			
Nr. 3 (diametrul rotorului 300 mm; diametrul deschiderii de intrare 350 mm; deschiderii de ieșire 240 x 240 mm)																	
2 000	9,6	5,6	720	0,21	953	0,29	1 280	0,54	1 560	0,83	1 790	1,15					
2 500	12,0	8,8	840	0,30	1 040	0,42	1 300	0,72	1 580	1,0	1 830	1,4					
3 000	14,4	12,7	930	0,48	1 100	0,62	1 320	0,91	1 600	1,25	1 870	1,65					
3 500	16,8	17,3	1 000	0,68	1 160	0,89	1 380	1,2	1 650	1,6							
4 000	19,2	22,0	1 130	0,92	1 200	1,14	1 460	1,5									
4 500	21,6	28,5	1 200	1,2	1 360	1,4	1 550	1,8									
Nr. 4 (diametrul rotorului 400 mm; diametrul deschiderii de intrare 178 mm; deschiderii de ieșire 320 x 320 mm)																	
4 000	11,9	8,8	600	0,47	40	0,62	955	1,1	1 170	1,7	1 340	2,4					
5 000	13,6	11,3	650	0,73	780	0,93	990	1,1	1 190	2,1	1 360	2,1					
6 000	16,3	16,3	730	1,0	850	1,4	1 040	1,9	1 210	2,6	1 380	3,3					
7 000	19,0	22,0	850	1,5	930	1,9	1 100	2,5	1 250	3,5							
8 000	19,8	29,0	950	1,8	1 040	2,6	1 190	3,4	1 325	1,1							
Nr. 5 (diametrul rotorului 500 mm; diametrul deschiderii de intrare 566 mm; deschiderii de ieșire 400 x 400 mm)																	
7 000	12,0	8,8	500	0,8	600	1,2	780	1,9	940	2,8	1 080	3,9					
8 000	14,0	12,0	530	1,2	620	1,5	800	2,3	950	3,3	1 090	4,5					
9 000	15,6	14,9	580	1,5	680	1,9	820	2,8	960	3,8	1 100	5,0					
10 000	17,4	18,5	630	1,9	710	2,3	850	3,3	990	4,3							
11 000	19,0	22,0	680	2,5	770	3,2	880	4,0	1 020	5,1							
12 000	21,0	27,0	795	3,0	800	3,9	930	4,1	1 040	5,8							
Nr. 6 ^{1/2} (diametrul rotorului 650 mm; diametrul deschiderii de intrare 737 mm; deschiderii de ieșire 520 x 520 mm)																	
10 000	10,3	6,5	350	1,0	445	1,5	590	2,8	710	4,2	830	6,0					
12 000	12,3	9,3	395	1,5	465	2,0	605	3,4	725	5,0	845	6,8					
14 000	14,4	12,7	425	2,1	500	2,7	620	4,2	735	6,0	850	7,7					
16 000	16,5	16,7	455	3,0	540	3,5	645	5,1	750	6,9	860	8,8					
18 000	18,5	21,0	505	3,9	580	4,6	670	6,3	760	8,4							
19 000	19,5	23,3	535	4,5	580	5,4	680	7,2	775	9,2							
Nr. 8 (diametrul rotorului 800 mm; diametrul deschiderii de intrare 910 mm; deschiderii de ieșire 640 x 640 mm)																	
19 000	11,5	8,1	305	1,8	375	2,7	475	4,7	590	7,2	675	9,7					
21 000	14,5	12,9	340	3,3	105	4,1	505	6,2	605	8,7	690	11,3					
23 000	15,5	14,7	355	4,1	115	4,4	520	7,1	610	9,7	695	12,5					
25 000	16,9	17,5	395	4,8	125	4,9	535	8,3	615	11,0	700	13,8					
27 000	18,2	20,3	405	5,6	145	5,8	545	9,5	625	12,0							
29 000	19,6	23,5	415	7,0	175	8,3	570	11,0	640	13,7							

(de exemplu dela băile de decapat, la tratarea cu acizi). In aceste cazuri ventilatorul trebuie protejat contra coroziunii.

Aceste ventilatoare pot fi utilizate ca aspiratoare de fum, cu condiția însă ca temperatura gazelor să nu fie mai înaltă decât 160°C ; pentru temperaturi mai înalte este necesară instalarea unor lagăre răcite cu apă.

După GOST 650-41, ventilatoarele centrifuge de presiune medie au aceleași numere de ordine ca și ventilatoarele centrifuge de joasă presiune.

Diametrul rotorului, în mm, este dat de numărul de ordine al ventilatorului, înmulțit cu 110.

Rotorul are 24 palete.

Ventilatoare centrifuge de tip „Siroco”, de presiune medie sunt arătate în tabela 11.

Alegerea ventilatoarelor poate fi făcută după nomograma din fig. 56.

Exemplu. Se cere să se aleagă un ventilator pentru următoarele condiții de lucru :

$$Q = 100\,000 \text{ m}^3/\text{h};$$

$$H = 120 \text{ mm col. apă};$$

$$\gamma = 1,2 \text{ kgf/m}^3.$$

Din nomogramă rezultă că valoarea cea mai mare a randamentului o are ventilatorul nr. $15\frac{1}{2}$.

Pentru acest ventilator, randamentul $\eta = 0,548$ și $A = 6120$ de unde :

$$n = \frac{A}{Nr} = \frac{6\,120}{15\frac{1}{2}} = 395 \text{ rot/min.}$$

Ventilatoarele de praf tip TAGI (GOST 649-41) se folosesc pentru deplasarea aerului care conține amestecuri mecanice (talaș, rumeguș, fibre) și sunt calculate pentru o presiune totală până la 180 mm col. apă.

Aceste ventilatoare se utilizează pentru orice condiții de lucru ale ventilatoarelor centrifuge de presiune medie și de presiune joasă.

Se fabrică modelele nr. 2, 3, 4, 5, $6\frac{1}{2}$, 8, $9\frac{1}{2}$.

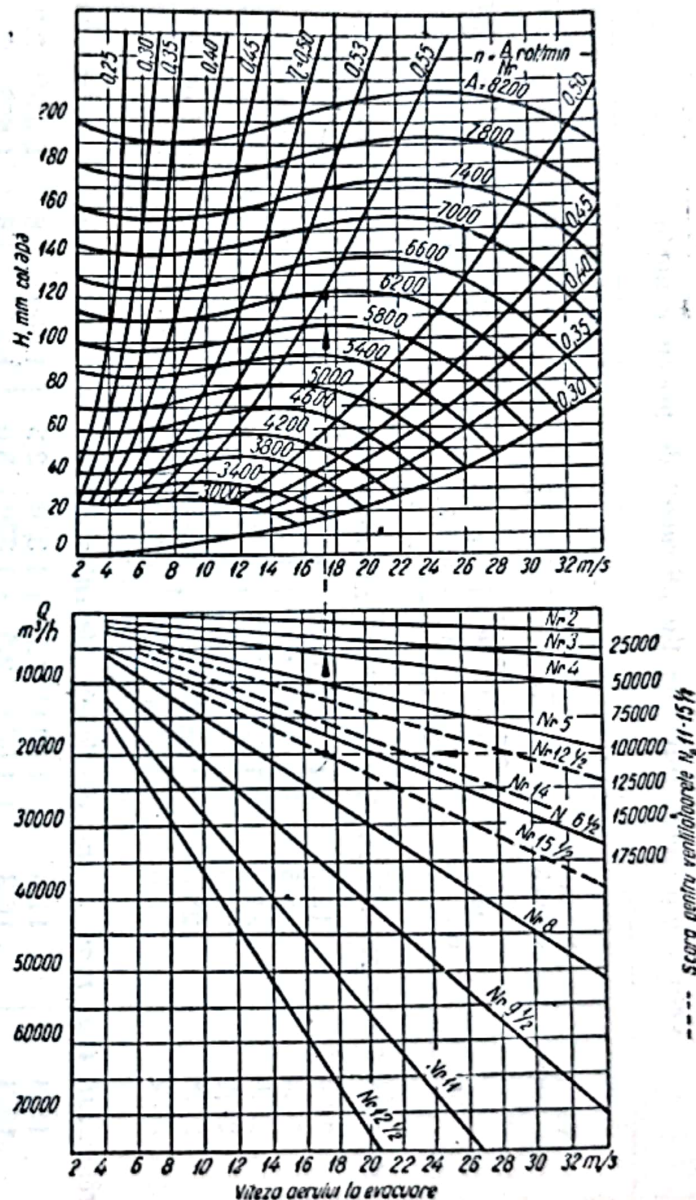


Fig. 56. Nomogramă pentru alegerea ventilatoarelor de presiune medie.

Tabela 11

Ventilatoare centrifuge de tip „Siroco” de presiune medie

Debitul Q m ³ /h	Viteza la ieșire m/s	Presiunea dinamică mm col. apă	Presiunea statică mm col. apă														
			40			80			100			120			160		
			n rot/min	P kW	n rot/min	P kW	n rot/min	P kW	n rot/min	P kW	n rot/min	P kW	n rot/min	P kW			

Nr. 3 (diam. rotorului 300 mm; diam. deschiderii de intrare 270 mm; deschiderea de ieșire 240 × 240 mm)														
3 000	14,4	12,7	1 350	0,91	1 800	1,4	2 000	1,7	2 150	2,0	2 500	2,6		
3 600	17,4	18,5	1 480	1,2	1 850	1,9	2 040	2,2	2 230	2,5	2 550	3,2		
3 900	18,9	21,7	1 530	1,4	1 860	2,2	2 060	2,5	2 250	2,8	2 560	3,6		
4 200	20,2	25,0	1 600	1,65	1 900	2,4	2 080	2,8	2 260	3,2	—	—		
4 500	21,8	28,5	1 680	2,0	2 000	2,8	2 120	3,2	2 270	3,7	—	—		
5 000	24,2	35,5	1 800	2,5	2 070	3,4	2 200	3,9	2 350	4,7	—	—		

Nr. 4 (diam. rotorului 440 mm; diam. deschiderii de intrare 360 mm; deschiderea de ieșire 320 × 320 mm)														
5 000	13,6	11,3	1 020	1,5	1 350	2,3	1 500	2,8	1 640	3,3	1 870	4,3		
6 000	16,3	16,3	1 080	2,0	1 370	3,0	1 530	3,6	1 653	5,0	1 900	5,3		
7 000	19,0	22,0	1 155	2,6	1 420	3,9	1 550	4,5	1 660	5,7	1 915	6,3		
7 500	20,4	25,7	1 200	3,1	1 450	4,4	1 570	5,2	1 680	6,3	—	—		
8 000	21,8	29,0	1 260	3,5	1 480	5,0	1 610	5,8	1 720	6,8	—	—		
8 500	23,0	33,0	1 300	3,9	1 530	5,5	1 630	6,4	1 730	7,3	—	—		

Nr. 5 (diam. rotorului 550 mm; diam. deschiderii de intrare 450 mm; deschiderea de ieșire 400 × 400 mm)														
8 000	14,0	12,0	780	2,3	1 055	3,7	1 200	4,5	1 300	5,2	1 510	6,9		
9 000	15,6	15,0	850	2,8	1 100	4,5	1 215	5,3	1 320	6,1	1 530	7,8		
9 500	16,5	16,6	860	3,1	1 120	4,8	1 220	5,6	1 330	6,8	1 535	8,4		
10 000	17,4	18,5	870	3,5	1 130	5,3	1 230	6,1	1 340	7,0	1 540	9,0		
11 000	19,0	22,0	940	4,3	1 145	6,1	1 240	7,1	1 345	8,2	—	—		
13 000	22,6	31,3	1 045	5,8	1 210	8,3	1 300	9,3	1 370	10,4	—	—		

Înmulțind numărul ventilatorului cu 134 se obține diametrul rotorului, în mm. Rotorul are șase palete.

Alegerea acestor ventilatoare poate fi făcută, așa cum s'a arătat și în celelalte cazuri, după nomograma din fig. 57.

Ventilatoarele centrifuge au fost tipizate și în R.P.R. prin STAS 2376-51.

Ventilatoarele axiale (elicoïdale) cu patru palete, utilizate pentru deplasarea aerului curat, sunt calculate pentru o presiune până la 30 mm col. apă.

Datorită sgomotului pe care îl produc aceste ventilatoare, utilizarea lor, la turație mare, este limitată.

Ventilatoarele axiale de tip TAGI se construiesc în următoarele modele: nr. 3, 4, 5, 6, 7, 8^{1/2}, 10, 12. Ventilatoarele nr. 3-7 inclusiv se construiesc pe același arbore cu motorul.

Numărul de ordine al ventilatorului corespunde cu diametrul paletelor, în decimetri.

Ventilatoarele axiale (elicoïdale), reversibile, cu opt palete, tip TAGI (tabela 12), sunt destinate să funcționeze în aceleași condiții de lucru ca și ventilatoarele axiale cu patru palete. Ele se numesc reversibile deoarece, la modificarea sensului de rotație, caracteristicile (Q , H) rămân aceleași.

Din cauza sgomotului relativ mic, ventilatorul reversibil permite viteze periferice mai mari decât ale ventilatorului axial cu patru palete. Ventilatoarele axiale reversibile de tip TAGI se fabrică în următoarele modele: nr. 5, 6, 7, 8^{1/2}, 10, 12. Numărul de ordine al ventilatorului corespunde diametrului rotorului, în decimetri.

Prin variația unghiului de rotație, la ventilatorul reversibil, se obțin, pentru reglarea debitului, limite mai largi decât prin strangulare, iar turația rămâne neschimbată.

La noi, pentru ventilatoarele axiale, s'a elaborat STAS R 3286-52 „Ventilatoare axiale de uz general. Dimensiuni și caracteristici funcționale”.

Vitezele periferice maxime admisibile, ale ventilatoarelor de diferite tipuri, sunt date în tabela 13.

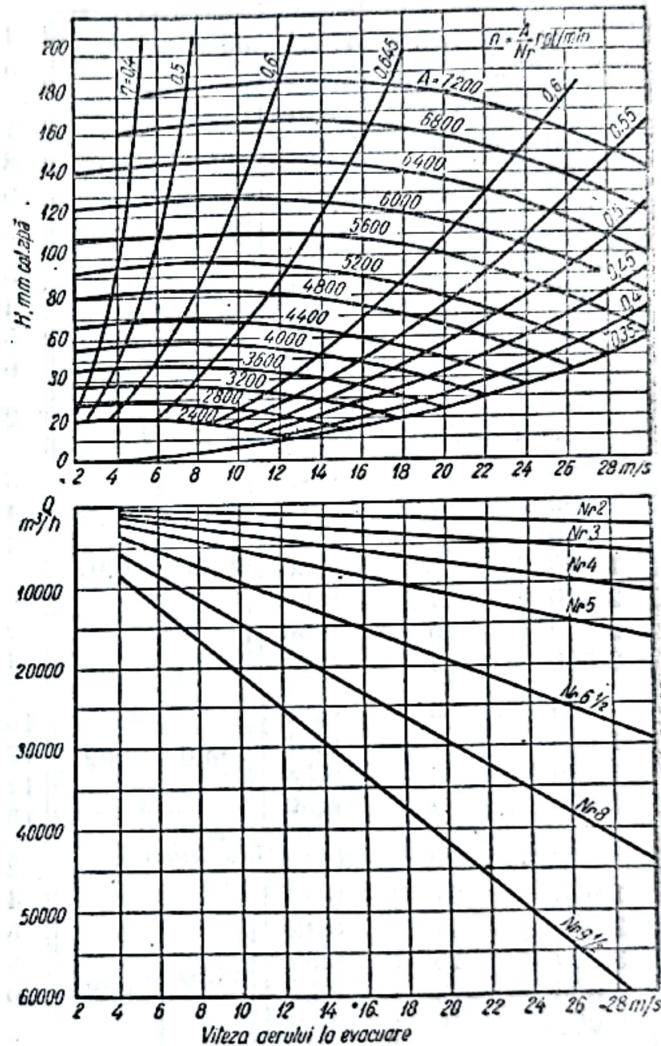


Fig. 57. Nomogramă pentru alegerea ventilatoarelor de praf, tip TAGI.

Tabela 12

Ventilatoare axiale „TAGI”

Ventilatoare axiale, 110

Debitul Q m ³ /h	Presiunea H mm col. apă	η	n rot/min	P (max) kW	Debitul Q m ³ /h	Presiunea H mm col. apă	η	n rot/min	P (max) kW		
Nr. 3 (diam. elicei 300 mm)					4 000	24	0,46	1450	0,65		
200	8	0,25	1450	0,02	5 000	22	0,52				
400	7	0,40			6 000	20	0,55				
600	6	0,51			7 000	17	0,59				
800	5	0,57			8 000	15	0,55				
1 000	4	0,60			9 000	12	0,50				
1 200	2	0,37			2 000	11	0,40	960	0,20		
200	3	0,30	960	0,01	3 000	10	0,50				
400	2	0,50			4 000	8	0,57				
600	2	0,60			5 000	7	0,58				
700	1	0,50			6 000	6	0,50				
Nr. 4 (diam. elicei 400 mm)					2 000	6	0,48			720	0,01
500	14	0,25			1450	0,07	3 000	5	0,57		
1 000	12	0,42	3 500	4			0,60				
1 400	10	0,51	4 000	3			0,58				
1 800	8	0,56	4 500	3			0,50				
2 200	7	0,60	Nr. 7 (diam. elicei 700 mm)								
2 600	5	0,50	1450	0,07			2 500	43	0,22	1450	1,5
2 800	4	0,45			4 000	37	0,37				
500	6	0,35			7 000	32	0,48				
1 000	4	0,51			10 000	27	0,56				
1 400	3	0,58			12 000	23	0,58				
1 800	2	0,50			14 000	18	0,52				
Nr. 5 (diam. elicei 500 mm)					15 000	14	0,44	960	0,45		
1 000	21	0,25	1450	0,25	2 500	17	0,31				
2 000	18	0,42			4 000	15	0,45				
3 000	15	0,52			6 000	13	0,54				
4 000	13	0,58			8 000	10	0,58				
5 000	9	0,52			10 000	6	0,45				
5 500	7	0,40			3 000	8	0,45	720	0,18		
1 000	8	0,35	960	0,08	4 000	7	0,52				
2 000	6	0,52			5 000	6	0,57				
3 000	5	0,59			6 000	5	0,58				
3 500	4	0,50			7 000	4	0,50				
Nr. 6 (diam. elicei 600 mm)					Nr. 8¹/₂ (diam. elicei 8¹/₂ mm)						
500	5	0,29			720	0,01	5 000	13	0,42	720	0,6
1 000	4	0,41	7 000	11			0,52				
2 000	3	0,60	9 000	10			0,57				
2 500	2	0,50	10 000	9			0,59				
Nr. 8 (diam. elicei 800 mm)							11 000	8	0,57		
2 000	29	0,28	1450	0,65			12 000	7	0,53		
3 000	26	0,38			13 000	5	0,48				

Tabela 13

Vitezele periferice maxime admisibile (u_2 m/s) ale ventilatoarelor

Destinația clădirii	Tipul ventilatorului				
	Centrifug			Axial	
	De presiune joasă	De presiune medie	De praf	Cu patru palete	Reversibile
A. Plecând dela condiția lipsei relative a sgomotului					
Locuințe, clădiri administrative, sociale și auxiliare	15	—	—	25	30
Clădiri industriale cu sgomot relativ mic (ateliere mecanice, modelări)	25	35	35	30	40
Clădiri industriale cu sgomot remarcabil în timpul fabricației (forjă, turnătorie, cazangerie)	30	50	50	35	45
B. Plecând dela condiția de rezistență					
Pentru toate clădirile	30	50	50	60	80

Puterea motorului în kW pentru ventilatoare se determină cu formula :

$$P = \frac{QHB}{3600 \cdot 102 \cdot \eta \cdot \eta_{tr}} \quad (53)$$

în care :

- Q — este debitul ventilatorului în m^3/h ;
 H — presiunea totală în mm col. apă;
 η — randamentul ventilatorului;
 η_{tr} — randamentul transmisiei cu curele, care se ia egal cu 0,9; la instalarea ventilatorului pe arbore comun cu motorul, randamentul transmisiei este egal cu unitatea;
 B — coeficientul de rezervă al puterii motorului (tabela 14).

Tabela 14

Se aleg de obicei motoare asincrone în scurtcircuit.

Diametrul roții de transmisie a motorului se determină cu formula :

$$D_m = 1,05 D_v \frac{n_v}{n_m} \quad (54)$$

în care :

D_m — este diametrul roții de transmisie a motorului, în mm;

D_v — diametrul roții de transmisie a ventilatorului, în mm;

n_v — turația ventilatorului, rot/min;

n_m — turația motorului, rot/min.

Coeficienții de rezervă ai puterii motorului

Puterea kW	Pentru ventilatoare centrifuge	Pentru ventilatoare axiale (elicoidale) și reversibile
	B	B
Până la 0,5	1,5	1,10
Până la 1,0	1,3	
Până la 2,0	1,2	
Până la 5,0	1,15	
Peste 5,0	1,10	

Distanța cea mai mică A , în m între axa ventilatorului și cea a motorului, la transmisia prin curele, se obține cu formula :

$$A = (1,5 + D_m + D_v),$$

unde D_m și D_v se calculează în m.

COMPRESOARE ȘI SUFLĂTOARE ROTATIVE

Dintre numeroasele dispozitive rotative folosite ca suflătoare de gaz — afară de cele centrifuge (turbosuflătoare — suflante) descrise anterior — se menționează și următoarele :

α) *Suflătorul cu pistoane rotative* (fig. 58) — la care cele două pistoane în formă de 8 se rotesc în sens opus, fiind etanșe între ele și carcasă.

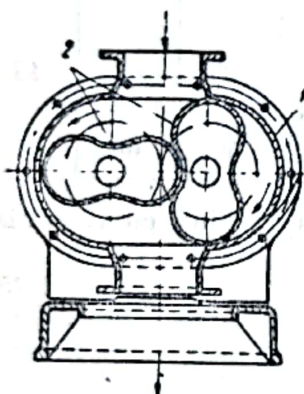


Fig. 58. Suflător cu pistoane rotative :
1 — carcasă; 2 — pistoane rotative.

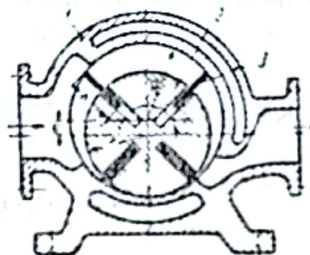


Fig. 59. Suflător cu tambur și cu palete :
1 — carcasă; 2 — tambur cilindric; 3 — palete plane.

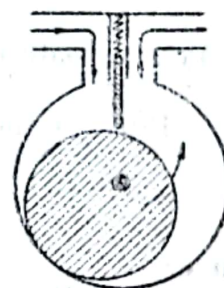


Fig. 60. Principiul suflătorului cu tambur excentric.

Modul de funcționare rezultă din figură. Se folosesc pentru presiuni până la 1,2 at. Când pistoanele se uzează, etanșeitarea — deci și randamentul — scade destul de mult; randamentul normal este sub 80%.

β) *Suflătorul cu tambur și cu palete* (fig. 59), format dintr-o carcasă și un tambur cilindric cu axa boriele său excentric față de carcasă; pe tambur, în plane radiale sau înclinate, sunt prevăzute șanțuri adânci în care se mișcă una, două sau mai multe palete plane.

Prin acțiunea forței centrifuge, sau cu arcuri (la suflătoarele cu turație mică), paletetele sunt apăsate etanș pe peretele interior al carcasei, transportând astfel gazul dela intrare către ieșire, prin compartimentele care se formează între paletete, tambur și carcasă.

γ) *Suflătorul cu tambur excentric* (fig. 60), care se deosebește de cel precedent prin faptul că axa de rotație este concentrică față de carcasă și excentrică față de tambur.

Spațiul de presiune este separat de cel de aspirație printr-o paletă, care printr'un arc este apăsată pe tambur și se mișcă numai în planul său.

De obicei se montează două unități cuplate, astfel încât tamburele respective să fie decalate la 180°.

8) *Suflătorul cu inel lichid* (fig. 61), format dintr'o carcasă cilindrică sau eliptică în care se învârtete un rotor așezat excentric, cu palete radiale sau curbate; în pereții laterali sunt prevăzute deschideri pentru intrarea și pentru ieșirea gazului. În carcasă se introduce un lichid care trebuie să fie corespunzător gazului de pompat (apă, pentru gazele obișnuite; acid sulfuric, pentru clor, etc.) și care, prin mișcarea rapidă a rotorului, este proiectat către periferie, formând un inel care asigură etanșeitatea. Paletele transportă gazul prin compartimentele care se formează între ele, inelul lichid, corpul rotorului și pereții laterali.

Date caracteristice. Turația = 2 850 rot/min; debitul = 33 m³/s; presiunea = 1,5 at; aspirația = 3,8 mm col. Hg presiune absolută.

Obs. Astfel de rotoare se folosesc și pentru pompele centrifuge autoaspiratoare.

Comparație între compresoarele rotative și compresoarele cu piston.

Avantajele dispozitivelor rotative sunt: dimensiuni reduse; fundații mici; turații mari, și deci posibilitatea de cuplare directă la motoarele electrice; lipsa ventilelor; lipsa ungerii interioare, și deci gaze lipsite de ulei; debit continuu fără pulsații mari. Debitul poate fi reglat prin: conducta secundară de derivație; variația turației motorului; închiderea conductei de aspirație.

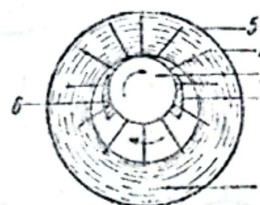


Fig. 61. Principiul suflătorului cu inel lichid:

1—inel lichid; 2—intrarea gazului; 3—rotor; 4—palete; 5—carcasă; 6—ieșirea gazului.

IX. AGITARE ȘI AMESTECARE

GENERALITĂȚI

În procesele industriei chimice, numai rareori se prelucrează un singur material; în marea majoritate a fazelor de fabricație intervin mai multe materiale, diferite ca substanță, temperatură sau stare fizică. Pedetăparte, reacțiile chimice sau procesele fizice între aceste materiale au loc numai dacă ele se prezintă bine amestecate într'un amestec omogen. De multe ori, produsul final este un amestec între diferite materii prime (de exemplu vopsele, produse cosmetice, insecticide, etc.).

După scopul urmărit, amestecarea servește pentru:

a) reacții chimice; b) omogenizarea amestecurilor; c) disolvare; d) spălare (disolvarea impurităților); e) schimbări fizice (floculare, cristalizare, schimbare de viscozitate); f) emulsii și dispersii; g) adsorbție (flotație, decolorare cu cărbune sau cu pământ decolorant); h) îmbunătățirea transmiterii de căldură. Primele trei scopuri sunt cele mai frecvente.

Amestecarea, în diferite variante, este de cele mai multe ori o operație distinctă, efectuată în aparate speciale; totuși, multe alte operații se fac simultan cu amestecarea; de exemplu: măcinarea, uscarea.

În general, aparatele și condițiile agitării diferă după starea fizică a materialelor, după proprietățile lor și după produsul care trebuie să rezulte.

Schema din fig. 1 cuprinde cazurile generale care se prezintă, după starea fizică a materialelor de amestecat și după cum produsul rezultat este omogen sau eterogen.

Termenul de *agitare* se aplică operației de amestecare a fluidelor sau a lichidelor cu solide, când amestecul are viscozitate mică sau medie, iar termenul de *malaxare* se folosește pentru amestecurile cu consistență mare.

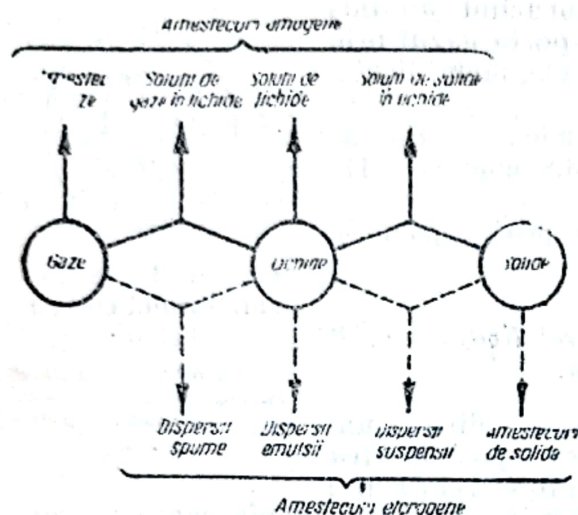


Fig. 1. Amestecuri omogene și eterogene de gaze, lichide și solide.

(greutate specifică, viscozitate, concentrație, miscibilitate);

- proprietățile produsului;
- timpul de amestecare;
- puterea necesară.

Cu toate că au fost făcute numeroase cercetări experimentale și studii teoretice, totuși până în prezent nu s'a ajuns la concluzii definitive cu ajutorul cărora să se poată alege și să se poată dimensiona tipul cel mai potrivit de amestecător sau să se poată prevedea durata de amestecare și puterea necesară amestecătorului, numai din cunoașterea mărimilor care intervin. Există câteva metode, — a căror valabilitate este contestată încă, — cu ajutorul cărora se pot transpune, la scară industrială, rezultatele obținute experimental cu aparate la scară redusă.

Dificultatea de a ajunge la rezultate practice, pe baza considerațiilor teoretice, rezultă dela început, din lipsa unor mărimi care să exprime gradul de amestecare sau de omogenizare, și eficacitatea amestecătorului. Uneori se poate găsi o mărime din care să rezulte efectul amestecării; astfel, pentru emulsii, fineța medie observată la microscop este o măsură a amestecării; deasemenea, repartizarea temperaturilor poate indica eficacitatea agitării, când scopul ei este transmiterea căldurii. Aceste efecte nu pot fi însă utilizate într'un calcul simplu.

Cafarov propune următoarea metodă pentru determinarea omogenității repartizării fazelor în lichidul agitat:

Din câteva puncte ale lichidului agitat, situate la diferite înălțimi și la diferite distanțe de axul agitatorului, se iau probe. Concentrația relativă, în %, între conținutul celor două faze *a* și *b*, în probă și în vas, este:

$$n_a = \frac{C}{C_0} \cdot 100, \quad (1a)$$

Termenul de *amestecare* este folosit, în sens restrâns, pentru amestecarea solidelor. Aparatele se numesc, respectiv, *agitatoare*, *malaxoare* sau *amestecătoare*. Uneori se înțelege prin *agitator* numai dispozitivul care produce agitarea, fără vasul care conține fluidul.

Operația generală de amestecare este influențată de mulți factori, dintre care cei mai importanți sunt:

- starea fizică a componentilor;
- mărimea șarjei;
- debitarea intermitentă (șarje) sau continuă a componentilor și a amestecului;

— temperatura și, eventual, necesitatea transmiterii căldurii (încălzire sau răcire);

— proprietățile componentilor

respectiv :

$$n_b = \frac{100 - C}{100 - C_0} 100, \quad (1b)$$

unde :

C_0 este concentrația fazei a în vas, în %;
 C — concentrația fazei a în probă, în %;
 n_a — concentrația relativă a fazei a , în %;
 n_b — concentrația relativă a fazei b , în %.
 Omogenitatea întregului volum agitat este dată de relația :

$$I = \frac{n_1 + n_2 + n_3 + \dots + n_m}{m}, \quad (2)$$

unde :

I este omogenitatea volumului agitat, în %;
 m — numărul de probe;
 $n_1, n_2, n_3, \dots$ — concentrația relativă a fazei a , când $C < C_0$, sau a fazei b , când $C > C_0$, pentru fiecare dintre cele m probe.

Exemplu. Să se determine — prin metoda Cafarov — omogenitatea unui amestec benzen-apă dintr'un agitator din care s'au luat patru probe de lichid.

1	Proporția globală a benzenului în agitator	C_0	30	%	Dat
2	Numărul probelor	m	4	—	—
3	Benzen în proba 1		0,8	cm ³	Determinat analitic
4	Benzen în proba 2		2,0	cm ³	Determinat analitic
5	Benzen în proba 3		4,2	cm ³	Determinat analitic
6	Benzen în proba 4		6,5	cm ³	Determinat analitic
7	Volumul fiecărei probe		7	cm ³	Măsurat
8	Concentrația benzenului în pr. 1	C_1	11,4	%	100 (3) (7)
9	Concentrația benzenului în pr. 2	C_2	28,6	%	100 (4) (7)
10	Concentrația benzenului în pr. 3	C_3	60,0	%	100 (5) (7)
11	Concentrația benzenului în pr. 4	C_4	93,0	%	100 (6) (7)
12	Concentrația relativă a benzenului în proba 1	n_1	38,0	%	Ec. (1a), Obs.
13	Concentrația relativă a benzenului în proba 2	n_2	95,6	%	Ec. (1a), Obs.
14	Concentrația relativă a apei în proba 3	n_3	57,0	%	Ec. (1b), Obs.
15	Concentrația relativă a apei în proba 4	n_4	10,0	%	Ec. (1b), Obs.
16	Omogenitatea lichidului în agitator I		50,15	%	Ec. (2)

Obs. Pentru probele 1 și 2 unde $C_1 < C_0$, respectiv $C_2 < C_0$, concentrațiile relative n_1 și n_2 (punctele 12 și 13) se referă la benzen, iar pentru probele 3 și 4 unde $C_3 > C_0$, respectiv $C_4 > C_0$, concentrațiile relative n_3 și n_4 (punctele 14 și 15) se referă la apă.

Lipsa unei baze teoretice satisfăcătoare, care să țină seamă cel puțin de factorii principali care intervin în amestecare, a dus la existența unui foarte mare număr de tipuri de amestecătoare, construite pe baze empirice și recomandate prin rutină tehnică. Din practică s'a constatat că aproape totdeauna tipurile clasice, simple, de agitatoare, sunt de preferat.

În toate operațiile de amestecare se disting două acțiuni indispensabile pentru obținerea unui rezultat bun :

1. O acțiune de agitare locală, în apropierea dispozitivului care produce agitarea, constând în crearea de viteze diferite ca mărime și direcție, în porțiuni cât mai mici ale materialului amestecat.

2. O acțiune generală, prin care se primenește continuu porțiunea de material supus primei acțiuni, prin punerea în mișcare relativ lentă a întregii șarje de material din amestecător.

Importanța acestor două acțiuni diferă după tipul amestecătorului, însă ele trebuie să coexiste totdeauna.

TIPURI DE AMESTECĂTOARE

Amestecătoarele cele mai răspândite se clasifică în șase grupe, după construcția lor și după modul de funcționare :

- agitatoare cu aer ;
- agitatoare prin curgerea lichidelor ;
- amestecătoare cu brațe ;
- agitatoare cu elice ;
- agitatoare centrifuge sau turbină ;
- amestecătoare cu tambur ;
- amestecătoare diverse.

1. Agitatoare cu aer (sau cu alte gaze)

Agitarea cu aer, cu abur sau cu alte gaze constă în introducerea acestora, sub presiune, în lichidul care trebuie amestecat ; tendința gazelor de a se ridica spre suprafața lichidului antrenează, într'o mișcare ascendentă (uneori și turbionară), porțiunile de lichid învecinate, silind lichidul să circule, într'un circuit mai mult sau mai puțin definit, în vasul care îl conține. Dintre cele două acțiuni necesare unei bune agitări, agitatoarele cu aer realizează o agitare locală slabă ; deasemenea, acțiunea generală de primenire nu se resimte decât la distanță mică de drumul ascendent al gazelor.

Trebuie să se țină seamă că gazele care parcurg stratul de lichid ies aproape saturate cu vaporii lichidului ; la lichide volatile, pierderile de lichid sunt importante, dacă gazul saturat este evacuat direct în aer. Dacă acest fel de agitare este convenabil din alte puncte de vedere, pierderile de lichid pot fi evitate prin agitare cu aer în circuit închis (printr'o pompă de circulație) sau recuperând lichidul prin alte procedee (adsorbție, absorbție, etc.), înainte de evacuarea gazului în aer.

Agitarea cu gaze este favorabilă în cazul când gazul trebuie să reacționeze chimic sau să fie absorbit de lichid (de exemplu obținerea hipocloritului de sodiu, a apei de clor, hidrogenarea uleiurilor, etc.). Agitarea cu abur este rațională, când, pe lângă agitare, este necesară și încălzirea lichidului.

Presiunea gazului este dată de relația :

$$P = (1 + \sum \zeta) \frac{w^2}{2g} \gamma_g + H_l \gamma_l$$

unde :

P este presiunea necesară a gazului, în kgf/m^2 ;

$\sum \zeta$ — suma tuturor rezistențelor hidraulice în conducta care aduce gazul ;

w — viteza gazului în conductă, calculată pe baza debitului de gaz necesar pentru agitare, în m/s ;

$g = 9,81$ — accelerația pământescă, în m/s^2 ;

γ_g — greutatea specifică a gazului, în kgf/m^3 ;

H_l — înălțimea stratului de lichid în vas, deasupra țevii de gaz, în m ;

γ_l — greutatea specfică a lichidului, în kgf/m^3 .

Debitul de gaz necesar pentru un metru pătrat de secțiune de vas este :

pentru agitare slabă	0,4 m^3/min ;
pentru agitare medie	0,8 m^3/min ;
pentru agitare intensă	1,0 m^3/min .

Găurile tuburilor au diametrul de 3—6 mm. Găurile mici dau bule mai mici de gaz, dar se astupă mai ușor. Pe tub, găurile sunt distribuite după o elice.

a) Agitatoare cu aer sau cu abur introdus prin țevi găurite. Agitarea cu aer sau cu abur este cel mai simplu mijloc de agitare, deși eficacitatea lui este redusă. Aerul comprimat,

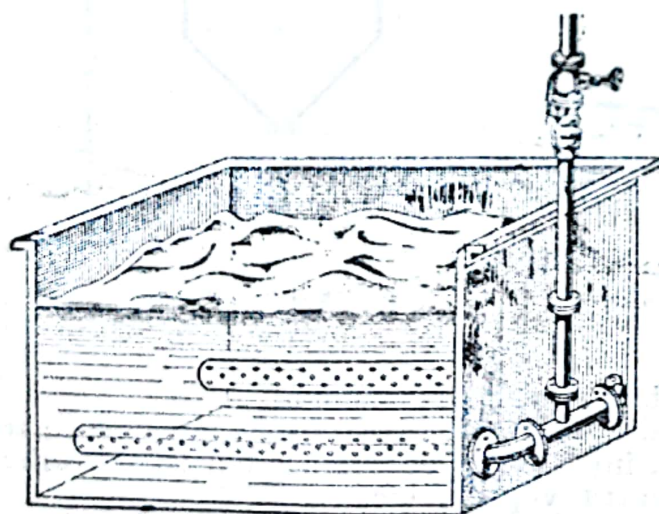


Fig. 2. Cuvă cu țevi găurite, pentru agitare cu aer sau cu abur.

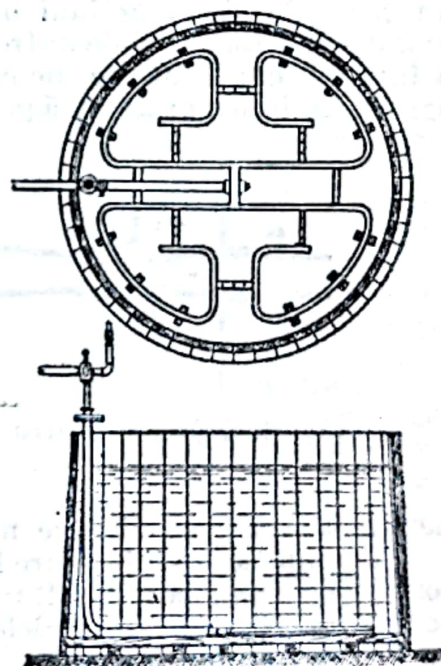


Fig. 3. Cuvă cu serpentine, pentru agitare cu aer sau cu abur.

aburul sau alt gaz acesta din urmă dacă reacționează convenabil cu lichidul, sau în cazul când acțiunea oxidantă a aerului trebuie evitată) sunt introduse printr-o țevă, inel, serpentină, etc., prevăzută cu găuri, la partea inferioară a vasului în care se află lichidul de amestecat. Deoarece acțiunea de amestecare nu se transmite, în acest caz, decât la distanță mică, este necesar ca atunci când secțiunea vasului este mai mare, să se introducă mai multe tuburi, astfel încât să nu se lase între ele distanțe mai mari decât 50 cm. În fig. 2 și 3

este reprezentat un exemplu de montare a țevilor cu găuri pe fundul unui vas de dimensiuni mari.

b) **Injectoare și duze.** Un alt mijloc simplu și economic pentru amestecarea gazelor, a lichidelor sau a lichidelor cu solide este întrebuințarea injectoarelor (fig. 4) și a duzelor. Fluidul motor poate fi aer, abur, injectoarelor (fig. 4) și a duzelor. Fluidul motor poate fi aer, abur, alte gaze, apă sau alte lichide, toate sub o presiune suficientă ca să producă o turbulență satisfăcătoare. Duzele și injectoarele sunt întrebuințate, fie în amestecarea cu debitare continuă în țevi, fie în amestecarea pe șarje în rezervoare. Fluidul motor trebuie ales astfel, încât să corespundă sau, în orice caz, să nu influențeze dăunător din punct de vedere chimic sau fizic, rezultatul așteptat.

Acțiunea duzelor este asemănătoare agitării cu aer sau cu abur suflat prin țevi găurite; efectul de agitare este mai puternic. Duzele se montează în partea inferioară a rezervorului care conține lichidul de amestecat.

Acțiunea injectoarelor se bazează pe principiul expus în secțiunea Pompe; spre deosebire de duze, amestecarea începe chiar în interiorul aparatului (amestecarea primară intensă) și este continuată în exterior, unde au loc cele două acțiuni de continuare a amestecării locale și de antrenare în circuit a întregii cantități de lichid care trebuie agitat. Acțiunea exterioară poate fi susținută

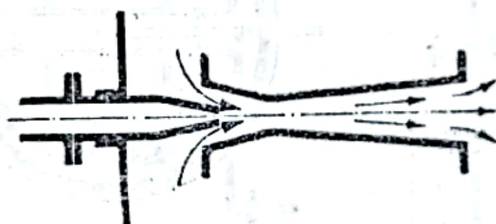


Fig. 4. Injector pentru amestecare.

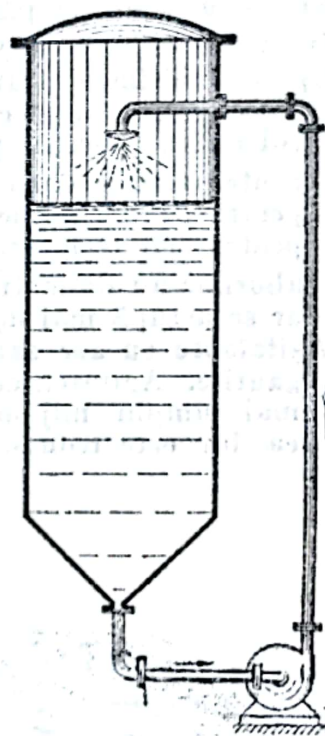


Fig. 5. Agitare cu circulație exterioară.

de un tub care să dirijeze mai bine circulația lichidului.

Exemplele de injectoare folosite pentru amestecare sunt numeroase; arzătoare de gaze, becurile Bunsen, injectoarele de combustibil lichid, carburatoarele motoarelor, pistoalele pentru vopsire, etc.

c) **Agitatoare Mammut.** Agitatoarele Mammut sunt construite și acționează în același mod ca și pompele Mammut. În timpul ridicării lichidului se face și o amestecare eficientă. Dacă agitatoarele sunt montate într-un rezervor, efectul de ridicare este înlocuit de efectul de punere în circulație a lichidului.

Cele trei forme de agitatoare menționate aici au următoarele avantaje și dezavantaje:

Avantaje: au aplicații multiple; supravegherea este ușoară; sunt simple și ieftine; sunt indicate când fluidul motor ia parte la reacție sau la încălzire.

Dezavantaje: produc pierderi de lichid prin saturarea gazelor cu vapori; eficacitatea este relativ mică; consum mare de aer comprimat, de abur sau de alte fluide.

Ele sunt indicate pentru: agitatea fluidelor cu solide ușoare; agitatea fluidelor; amestecarea gazelor.

2. Agitatoare prin curgerea fluidelor

Spre deosebire de mijloacele de agitare descrise în capitolul precedent, cu ajutorul cărora agitarea se face prin punerea în mișcare a fluidului de amestecat prin forța vie (energia cinetică) a fluidului motor sub presiune (schimbarea energiei de presiune în energie cinetică), la mijloacele de agitare descrise în acest capitol, fluidele curg prin cădere liberă (lichidele) sau prin diferență de greutate specifică (gazele), iar aparatura servește numai pentru debitarea fluidelor la locul potrivit și pentru punerea lor în situația de a se amesteca prin curgere liberă. Aproape toate aceste mijloace se bazează pe circulara fluidelor (ambele sau numai unul). Contactul se face prin pulverizarea, laminarea sau dirijarea prin șicane a lichidelor și, respectiv, prin divizarea, barbotarea și trecerea prin șicane a gazelor.

a) **Agitatoare cu circulare exterioară.** Aproape toate sistemele de agitare menționate în acest capitol au o recirculare exterioară a fluidelor (fig. 5). În forma cea mai simplă, o pompă aspiră printr-o conductă exterioară lichidul de la baza unui rezervor și îl reintroduce în partea superioară, direct sau prin duze, tuburi găurite, morișcă hidraulică sau dușuri. Uneori, amestecarea importantă se face chiar în țeava de circulație exterioară, introducând aici componentul de amestecat (gaz, lichid, pulberi). Numai o mică porțiune din cantitatea de lichid din rezervor ia parte, într'un moment dat, la agitare. Agitarea locală se face mai mult în pompă și, mai puțin, în conducta exterioară și la căderea în rezervor; în rezervor se face numai o înaintare înceată, de sus în jos. Ambele acțiuni de agitare sunt slabe.

Sistemele de agitare cu circulație exterioară se folosesc pentru agitarea înceată a cantităților mari de lichid. Ele nu sunt indicate pentru agitări rapide sau pentru amestecuri intime.

b) **Coloane cu orificii sau cu șicane.** Aceste coloane sunt cilindri înalți, cu pereți transversali găuriți sau în formă de șicană. Se folosesc în special pentru spălare sau absorbție, adică în cazurile când două lichide nemiscibile și de greutate specifică diferite trebuie să fie puse în contact. Lichidele circulă continuu în contracurent: cel ușor, de jos în sus, iar cel greu, în sens invers (de exemplu tratarea benzinelor).

c) **Coloane cu talere.** Se folosesc pentru punerea în contact a unui gaz sau a unor vapori cu un lichid. Ele sunt coloane cilindrice cu talere, unde gazele sunt divizate prin site sau prin clopote cu marginea dințată, în bule mici care barbotează în lichidul care curge, prin deversoare, de sus în jos. Coloanele de distilare și coloanele de saturare folosite la fabricarea sodei după procedeul Solvay sunt exemple de astfel de aparate.

d) **Turnuri.** Turnurile cu umplutură sunt folosite pentru spălarea, absorbția și pentru reacțiile între gaze și lichide sau între lichide cu greutate specifică diferite care trec prin turn în contracurent. Ele nu pot fi folosite când din reacție se formează un precipitat. Umplutura poate fi de cele mai diferite forme și materiale: inele Raschig, spirale, bulgări de coacș, talaș de lemn, etc., care să asigure un contact intim între fluide (suprafață mare de contact) și o pierdere mică de presiune. Gazul sau lichidul pot fi recirculate la exteriorul turnului, dacă o singură trecere nu este suficientă pentru atingerea efectului dorit (spălarea gazului, saturarea lichidului).

3. Amestecătoare cu brațe

Din categoria amestecătoarelor cu brațe fac parte agitatoarele și mala-xoarele care au unul sau mulți arbori pe care sunt fixate brațe perpendiculare, paralele sau oblice.

Pentru agitatoarele simple de acest fel, care agită lichide nu prea viscoase, au putut fi stabilite relații din care să se deducă puterea necesară, atât la pornire, cât și în regim de funcționare.

Notatii :

- c este o constantă definită de ecuația (14), tabela 1 ;
 d — diametrul arborelui agitatorului, în m ;
 $g = 9,81$ — accelerația pământescă, în m/s^2 ;
 h — lățimea brațului agitatorului, în m ;
 n — turația agitatorului, în rot/s ;
 $r = d/2$ — raza arborelui agitatorului, în m ;
 w — viteza unui punct la distanța x de axa agitatorului, în m/s ;
 w_0 — viteza punctului de aplicație al rezultantei forțelor pe braț, în m/s ;
 x — distanța unui punct al brațului la axa agitatorului, în m ;
 x_0 — distanța punctului de aplicație al rezultantei forțelor de pe braț, la axa agitatorului, în m ;
 y — distanța dintre marginea inferioară a brațului și fundul vasului, în m ;
 D — diametrul cercului circumscris brațelor, în m ;
 D' — diametrul vasului, în m ;
 H — înălțimea lichidului în vas, în m ;
 K — constantă definită de ecuațiile (17) și (18) ;
 K' — constanta din ecuația (10) ;
 N_r — puterea de regim, în $kgf \cdot m/s$;
 N_i — puterea necesară pentru învingerea forțelor de inerție ale lichidului, în $kgf \cdot m/s$;
 N_p — puterea de pornire, în $kgf \cdot m/s$;
 $R = D/2$ — raza cercului circumscris brațelor, în m ;
 $Re = nD^2\rho/\mu$ — numărul lui Reynolds ;
 γ — greutatea specifică a lichidului, în kgf/m^3 ;
 ζ — coeficient de rezistență ;
 η — viscozitatea lichidului, în $kgf \cdot s/m^2$;
 $\nu = \eta/\rho$ — viscozitatea cinematică, în m^2/s ;
 $\rho = \gamma/g$ — masa specifică (densitatea) lichidului, în $kgf \cdot s^2/m^4$;
 ω — viteza unghiulară, în s^{-1} .

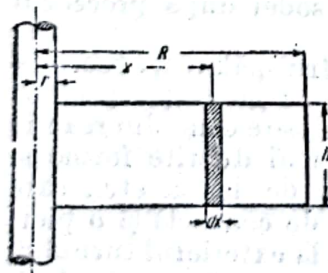


Fig. 6. Calculul puterii unui agitator cu brațe.

Puterea de regim este puterea necesară pentru învingerea forțelor interioare de frecare din lichidul în mișcarea turbulentă din agitator.

Teoria similitudinii, aplicată la agitatoare, a făcut posibilă obținerea unei formule pentru puterea de regim.

Forța care se exercită pe elementul de suprafață $h dx$ (fig. 6), în perioada de regim, este :

$$dP = \zeta \frac{\gamma}{g} \frac{w^2}{2} h dx \quad (3)$$

sau, înlocuind $w = 2\pi n x$,

$$dP = \zeta \frac{\gamma}{g} \frac{(2\pi n x)^2}{2} h dx \quad (4)$$

care, după aranjarea variabilelor și după integrare între $x = r$ și $x = R$, devine :

$$P = \frac{2}{3} \delta \frac{\pi^2}{g} \gamma n^2 h (R^3 - r^3). \quad (5)$$

Fiecare element de suprafață va fi solicitat de o presiune care va varia de la centrul la periferia brațului. În centrul fiecărui element de suprafață, cum este cel hașurat în fig. 6, se aplică o forță egală cu dP — după ecuația (4) — perpendiculară pe suprafață. Punctul de aplicare al rezultantei forțelor elementare, pentru toată lungimea brațului se găsește (ca și la fixarea centrului de greutate al unei suprafețe) într'un punct situat la jumătatea lățimii brațului (din cauza simetriei) și la o distanță x_0 de axă, dată de relația :

$$x_0 = \frac{\int_r^R x dP}{P} = \frac{3}{4} \frac{R^4 - r^4}{R^3 - r^3}. \quad (6)$$

Puterea necesară pentru rotirea brațului se calculează înmulțind forța P cu deplasarea ei în unitatea de timp, adică cu viteza de rotație w_0 a unui punct situat la distanța x_0 de axă :

$$w_0 = \omega x_0 = 2\pi n x_0 = 2 \frac{3}{4} \pi n \frac{R^4 - r^4}{R^3 - r^3}, \quad (7)$$

iar puterea de regim pentru o pereche de palete :

$$N_r = 2w_0 P \quad (8)$$

sau :

$$N_r = 2\xi \pi^3 \frac{\gamma}{g} n^3 h (R^4 - r^4). \quad (9)$$

Dacă în această formulă se introduce $\rho = \gamma/g$; $D = 2R$ și $a = h/D$, și se neglijează diametrul $d = 2r$ al arborelui, se obține :

$$N_r = K' \xi D^5 n^3 \rho. \quad (10)$$

în K' fiind înglobate toate constantele.

Rezultatele experimentale au verificat ipoteza că ξ este funcție de numărul lui Reynolds :

$$\xi = f(Re) \quad (11)$$

unde Re este numărul lui Reynolds, sub forma :

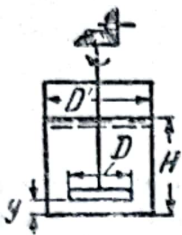
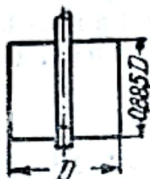
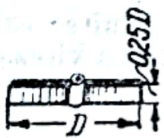
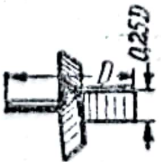
$$Re = \frac{nD^2 \rho}{\eta}. \quad (12)$$

Din relațiile (10), (11) și (12) rezultă :

$$\xi = \frac{N_r}{K' D^5 n^3 \rho} = f\left(\frac{nD^2 \rho}{\eta}\right). \quad (13)$$

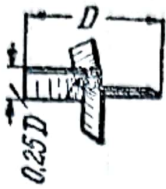
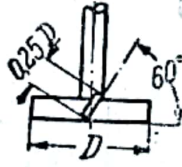
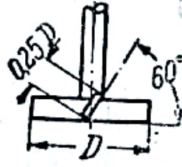
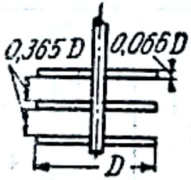
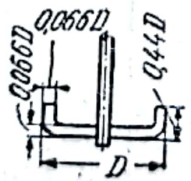
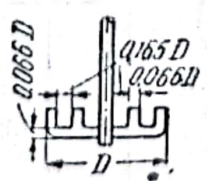
Valoarea constantelor c și m din ecuația (16) *

Tabela 1

	D' – diametrul vasului H – înălțimea lichidului în vas v – distanța între palete și fund D – diametrul cercului descris de palete	D'/D	H/D	v/D	c	m	Observații	
Nr.	Tipul agitatorului							
1	Cu două brațe		2	2	0,36	111,0 14,35	1,0 0,31	$Re < 20$ $10^2 < Re < 5 \cdot 10^4$ Pentru $Re > 5 \cdot 10^4$ $\xi = 0,525$
2	Cu două brațe		3	3	0,33	6,8	0,20	
3	Cu două brațe înclinate în jos la 45°		3	3	0,33	4,05	0,20	
4	Cu patru brațe		3	3	0,33	8,52	0,20	
5	Cu patru brațe înclinate în jos la 45°		3	3	0,33	5,05	0,20	

*) După Cafarov V. V.: Procese de agitare în medii lichide, Moscova, 1949.

(continuare tabela 1)

Nr.	Tipul agitatorului	D'/D	H/D	η/D	c	m	Observații
6	Cu patru brațe înclinate în sus la 45°		3	3	0,33	4,42	0,20
7	Cu patru brațe înclinate în sus la 60°		3	3	0,5	6,30	0,18
7a	Cu patru brațe înclinate în sus la 45°		3	3	0,5	3,18	0,15 $Re > 10^3$
8	Cu 6 brațe		1,11	1,11	0,11	12,50	0,25
9	Ancoră		1,11	1,11	0,11	6,20	0,25
10	Ancoră cu brațe verticale		1,11	1,11	0,11	6,00	0,25

(continuare tabela 1)

Nr.	Tipul agitatorului		D'/D	H/D	v/D	c	m	Observații
11	Elice cu două palete înclinate la $22,5^\circ$		3	3	0,33	0,985	0,15	
12	Elice cu trei palete cu înclinarea D		3,8	3,5	1	230 4,63 1,19	1,67 0,35 0,15	$Re < 30$ $Re < 3 \cdot 10^3$ $Re > 3 \cdot 10^3$
13	Turbină închisă cu trei palete cu deschiderea centrală de intrare de 37 mm		3	3	0,33	3,90	0,20	
14	Agitator special pentru sisteme gaz — lichid și suspensii		4	4	0,4	20,8	0,27	
15	Turbină cu 6 palete și stator		2,4	1,78	0,25	5,98	0,15	
15a	Turbină cu 12 palete și stator		2,4	1,78	0,25	10,35	0,15	

Experimental s'a stabilit că funcția de mai sus este de forma :

$$f\left(\frac{nD^2\rho}{\eta}\right) = \frac{c}{\left(\frac{nD^2\rho}{\eta}\right)^m}, \quad (14)$$

în care c și m sunt constante caracteristice pentru fiecare fel de agitator. Rezultă deci :

$$\frac{N_r}{D^5 n^3 \rho} = \frac{c}{\left(\frac{nD^2\rho}{\eta}\right)^m} \quad (15)$$

de unde :

$$N_r = cD^{5-2m} n^{3-m} \rho^{1-m} \eta^m. \quad (16)$$

În tabela 1 sunt date valorile constantelor c și m pentru diferite feluri de agitatoare, când rapoartele D'/D , H/D și y/D au valorile indicate în tabelă.

Deasemenea sunt indicate și cele mai raționale dimensiuni, atât ale agitatorului propriu zis, cât și ale vasului (toate dimensiunile, în raport cu diametrul agitatorului).

Dacă agitatorul nu corespunde condițiilor de similitudine geometrică recomandate și indicate în tabela 1, puterea se deduce cu precizie satisfăcătoare tot cu ajutorul ecuației (16), în care se mai introduce coeficientul de corecție K , care se calculează în modul următor :

a) Pentru agitatoarele cu brațe în limitele :

$D'/D = 2,5-4$; $H/D' = 0,6-1,6$ și $h/D = 0,2-0,67$; influența lui y este neînsemnată în limitele $y/D' = 0,2-0,5$:

$$K = \left(\frac{D'}{3D}\right)^{1,1} \cdot \left(\frac{H}{D'}\right)^{0,6} \cdot \left(\frac{4h}{D}\right)^{0,3}. \quad (17)$$

b) Pentru agitatoarele cu elice sau turbină :

$$K = \left(\frac{D'}{3D}\right)^{0,93} \cdot \left(\frac{H}{D'}\right)^{0,6}. \quad (18)$$

Exemplu. Să se determine puterea de regim necesară unui agitator cu două brațe pentru amestecarea unui lichid, agitator care funcționează în condițiile specificate în punctele 1-7 de mai jos :

1	Greutatea specifică a lichidului γ	800	kgf/m ³	Dat
2	Viscozitatea lichidului η	0,9	cP	Dat
3	Înălțimea lichidului în vas H	1100	mm	Dat
4	Diametrul vasului D'	700	mm	Dat
5	Diametrul agitatorului D	220	mm	Dat
6	Lățimea brațelor h	55	mm	Dat
7	Turația agitatorului n	250	rot/min	Dat

8	Masa specifică $\rho = \gamma/g$	81,6	$\text{kgf} \cdot \text{s}^2/\text{m}^4$	(1) : 9,81
9	Viscozitatea η	$0,918 \cdot 10^{-4}$	$\text{kgf} \cdot \text{s}/\text{m}^2$	(2) : $1,02 \cdot 10^{-4}$
10	Turația n	4,17	rot/s	(7) : 60
11	Raportul $D'/3D$ $D'/3D$	1,06	—	(4) : 3(5)
12	Raportul H/D' H/D'	1,57	—	(3) : (4)
13	Raportul $4h/D$ $4h/D$	1,00	—	4 (6) : (5)
14	Coeficientul de corecție K	1,57	—	Ec. (17)
15	Constanta c c	6,8	—	Tab. 1
16	Constanta m m	0,20	—	Tab. 1
17	Puterea de regim P_r	2,83	$\text{kgf} \cdot \text{m}/\text{s}$	V. obs.
18	Puterea de regim P_r	0,04	CP	(17) : 75

Obs : Puterea de regim se calculează cu ajutorul ecuației (16) și rezultatul se înmulțește cu coeficientul K , calculat în rândul (14).

Puterea de pornire. În momentul pornirii, agitatorul consumă o putere mai mare deoarece pe lângă învingerea forțelor de frecare el trebuie să mai învingă și forțele de inerție ale lichidului. După pornire puterea necesară agitatorului scade treptat până la valoarea puterii de regim calculată anterior.

Pentru învingerea forțelor de frecare, puterea necesară N_r pentru o pereche de palete este dată de ecuația (10) :

$$N_r = K'GD^5n^3\rho \quad (19)$$

Pentru învingerea inerției lichidului puterea necesară se calculează astfel :

Elementul infinit mic hdx al suprafeței paletei (fig. 6) pune în mișcare volumul de lichid :

$$dv = whdx \quad (20)$$

având masa :

$$dm = \frac{\gamma}{g} whdx \quad (21)$$

Puterea necesară pentru antrenarea acestei mase este :

$$dN_i = \frac{1}{2} w^2 dm = \frac{w^2 \gamma h dx}{2g} \quad (22)$$

Deoarece :

$$w = 2\pi n x$$

ecuația (22) devine :

$$dN_i = \frac{(2\pi)^2 n^2 \gamma h x^3 dx}{2g} \quad (23)$$

Puterea necesară antrenării lichidului de către o pereche de palete (brațe) dreptunghiulare se obține prin integrarea ecuației (23) între limitele $x = r$ și $x = R$ și înmulțind rezultatul cu 2:

$$N_t = 2 \frac{(2\pi)^3 n^3 \gamma h}{2g} \int_r^R x^3 dx \quad (24)$$

sau

$$N_t = 2 \frac{(2\pi)^3 n^3 \gamma h}{2g} \cdot \frac{R^4 - r^4}{4} \quad (25)$$

și, întrucât de cele mai multe ori r^4 este neglijabil față de R^4 , rezultă:

$$N_t = 2 \frac{(2\pi)^3 n^3 \gamma h}{2g} \cdot \frac{R^4}{4}$$

Înlocuind și aici, așa cum s'a făcut pentru ecuația (9) $\gamma = \rho g$; $R = D/2$ și $h = aD$, se obține:

$$N_t = \frac{\pi^3 n^3 a \rho D^5}{8} = 3,87 a D^5 n^3 \rho, \quad (26)$$

și introducând din nou constanta $K' = 3,87 a$ se ajunge la ecuația finală pentru N_t :

$$N_t = K' D^5 n^3 \rho \quad (27)$$

Puterea necesară pentru pornirea agitatorului va fi:

$$N_p = N_t + N_r = K' D^5 n^3 \rho + K' \phi D^5 n^3 \rho$$

sau

$$N_p = (1 + \zeta) K' D^5 n^3 \rho \quad (28)$$

Practic se consideră că puterea de pornire este de 2,5 – 4 ori mai mare decât puterea de regim.

Următoarea metodă experimentală servește pentru determinarea rotației optime:

— cu ajutorul unor modele de laborator se determină forma cea mai rațională a vasului și a agitatorului și viteza de rotație cea mai potrivită pentru obținerea efectului dorit: se calculează numărul lui Reynolds modificat $R_L^2 n_L / \nu$, pentru agitatorul de laborator; în această expresie, R_L și n_L sunt, respectiv, lungimea brațului și turația găsite ca fiind cele mai favorabile în aparatul model;

— se construiește aparatul mare astfel, încât să fie geometric asemenea cu modelul de laborator;

— se determină o turație n , pentru aparatul mare, după următoarea tabelă, în care A este raportul de asemănare geometrică între modelul de laborator și aparatul mare ($A = R_L : R$):

$\frac{R_L^2 n_L}{\nu}$	$\frac{n}{n_L}$
$< 1,0$	1,0
1,0 – 2 000	$A^{0,58}$
$> 2 000$	$A^{0,67}$

Această metodă se bazează tot pe principiul că puterea necesară amestecării în unitatea de volum este o măsură a efectului de amestecare.

Agitatoarele cu brațe, de diferite tipuri, sunt cele mai răspândite; ele dau rezultate satisfăcătoare în cele mai multe operații de amestecare.

Sunt indicate pentru: amestecarea lichidelor miscibile și cu viscozitate mică, amestecarea lichidelor cu corpuri solide de greutate specifică apropiată de a lichidului, disolvări lente, menținerea suspensiilor fibroase.

Nu sunt indicate pentru: amestecarea lichidelor în curgere continuă, amestecare între lichide și solide, disolvări rapide, dispersii fine, menținerea în suspensie a solidelor cu greutate specifică mare în lichide cu viscozitate mică și medie, amestecarea suspensiilor fibroase de consistență mare, în cazurile când se produc stratificări.

Avantaje: cost mic al instalației, putere mică la turație redusă, întrebuințări multiple.

Desavantaj: nu produc o amestecare bună în direcție perpendiculară pe brațe.

Malaxoarele cu brațe dau rezultate bune la amestecarea și frământarea pastelor.

Cele mai răspândite tipuri de agitatoare și de malaxoare din această categorie sunt:

a) **Agitatoare dreptunghiulare.** Agitatorul dreptunghiular (fig. 7) este format dintr'un arbore vertical, de care este fixată o placă dreptunghiulară. Acest agitator dă rezultate bune numai în cazul lichidelor cu viscozitate mică.

Pentru astfel de lichide ($\eta < 10^{-5}$ kgf s/m²), în vase cilindrice netede și pentru:

$$D = 0,5D'; \quad h = 0,45D'; \quad y = 0,1D',$$

se aplică următoarea relație pentru puterea, în kW, necesară învârtirii agitatorului:

$$L = 7,17 \cdot 10^{-10} \left(1,4 + 3,35 \frac{H}{D'} \right) n^3 D^4 h \gamma;$$

notațiile corespund celor din figură: n , se exprimă în rot/min; D , D' și h , în m; γ , în kgf/m³.

b) **Agitatoare cu brațe perpendiculare pe arbore.** Agitatoarele cu brațe perpendiculare pe arbore sunt tipul cel mai obișnuit; ele pot avea unul sau mai multe brațe, în unul sau mai multe plane diferite. De obicei sunt două, trei sau patru brațe în același plan. Uneori brațele sunt prinse oblic—sub un unghi de 45°—pe arborele agitatorului. Arborele poate fi vertical sau orizontal.

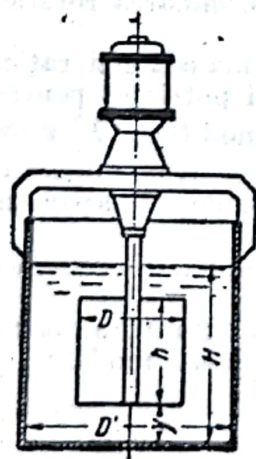


Fig. 7. Agitator dreptunghiular.

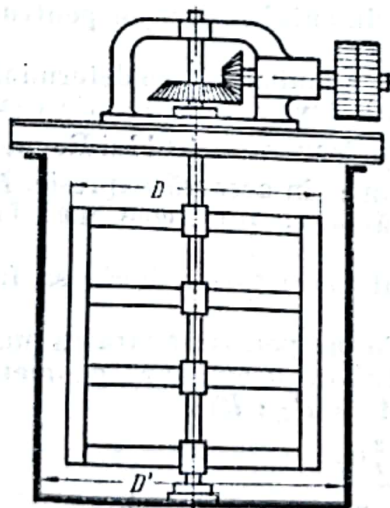


Fig. 8. Agitator în formă de cadru.

Agitatoarele cu brațe perpendiculare pe arbore sunt tipul cel mai obișnuit; ele pot avea unul sau mai multe brațe, în unul sau mai multe plane diferite. De obicei sunt două, trei sau patru brațe în același plan. Uneori brațele sunt prinse oblic—sub un unghi de 45°—pe arborele agitatorului. Arborele poate fi vertical sau orizontal.

c) **Agitatoare în formă de cadru.** Agitatoarele în formă de cadru sau cu brațe orizontale, verticale și oblice, sunt formate dintr'un arbore cu brațe orizontale, de care sunt prinse alte brațe (fig. 8).

d) **Agitatoare-ancoră.**

Aceste agitatoare (fig. 9) au brațul dela fund curbat în formă de ancoră.

Curbura ancorei corespunde fundului vasului (rotund, eliptic, conic). Ele servesc pentru asigurarea agitării în imediată vecinătate a fundului. Se folosesc pentru lichide viscoase, paste, topituri, etc., adică în cazurile când trebuie evitate încălziri locale pe fund sau pereți și pentru a îmbunătăți transmiterea căldurii dela focarul de încălzire sau dela manta. Distanța dela fund este de cel mult 30–50 mm și coboară până la 5 mm; uneori brațul rade fundul și trebuie ajustat după fiecare operație.

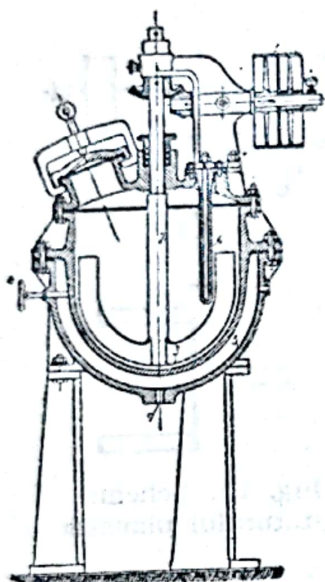


Fig. 9. Agitator în formă de ancoră;

1—șalbă; 2—arborele paletelor;
3—paletă ancoră; 4—țija pentru termometru; 5—cămașa dublă; 6—intrare abur; 7—ieșire abur.

e) Agitatoare ancoră cu brațe verticale. La acest tip de agitatoare (fig. 10) pe un braț perpendicular pe arbore, sau pe un braț în formă de ancoră, sunt fixate sau turnate alte brațe, paralele cu arborele. Acest aranjament permite să se monteze între brațe serpentine de încălzire, teci de încălzire sau de răcire, termometre, etc., sau șicane. Sunt indicate când este necesară și o îmbunătățire a transmiterii căldurii.

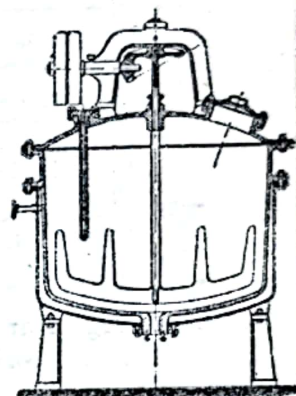


Fig. 10. Agitator ancoră cu brațe verticale.

f) Agitatoare cu brațe și cu șicane. Agitatoarele cu brațe și cu șicane (fig. 11) sunt agitatoarele de tipul b, d și e, montate în vase prevăzute cu brațe staționare intercalate între brațele agitatorului și fixate de pereții vasului.

g) Agitatoare cu mișcări duble. Tipurile principale de asemenea agitatoare sunt:

α) Agitatoare planetare. Acestea sunt agitatoare cu brațe, care au caracteristica unei duble mișcări și anume: o mișcare de rotație împrejurul arborelui pe care sunt prinse brațele și o mișcare de revoluție în jurul unui arbore principal. Schema de principiu a acestui fel de agitatoare este reprezentată în fig. 12. În fig. 13 este arătat un agitator planetar.

β) Agitatoare umblătoare. Agitatorul umblător este format dintr'unul sau din doi arbori verticali, cu brațe care se deplasează, împreună cu motorul și cu roțile de angrenare, dealungul unui bazin dreptunghiular în care se găsește materialul de amestecat. Intregul sistem se deplasează pe șine montate pe laturile bazinului, asemenea unui pod rulant. Agitatorul poate fi purtat și pe un cerc, într'un bazin cilindric. Se întrebuintează pentru agitare lentă a unor cantități mari de lichid.

γ) Amestecătoare cu vas învârtitor. Acest tip de amestecător este format dintr'un agitator cu brațe, montat excentric într'un vas care se rotește în sens invers sensului de rotație al agitatorului. Se folosește pentru omogenizarea unui amestec de pulberi, pentru amestecarea vopselelor sau pentru frământarea pastelor. Palete ajutătoare, șicane sau răzuitoare aduc mereu materialul în dreptul zonei de amestecare a agitatorului.

δ) Agitatoare cu raclete. Agitatoarele cu raclete sunt folosite atunci când trebuie agitat bine materialul dela fundul vasului. În fig. 14 și 15 sunt reprezentate două modele de astfel de agitatoare.

h) Malaxoare cu palet. Aceste malaxoare (fig. 16) sunt formate dintr'una sau din două axe orizontale, pe care sunt fixate palet oblice,

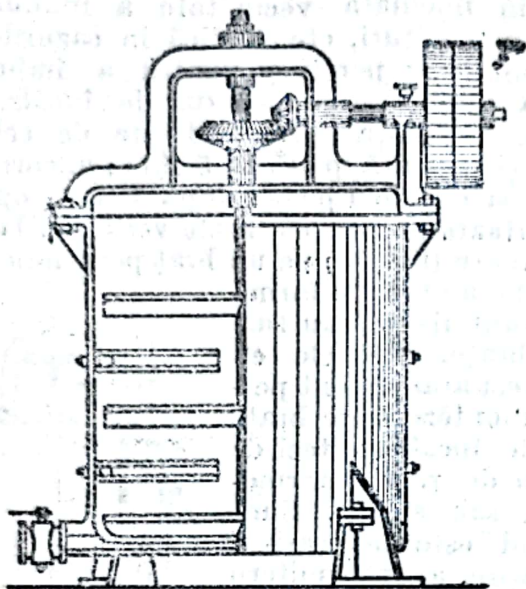


Fig. 11. Agitator cu brațe și cu șicane orizontale.

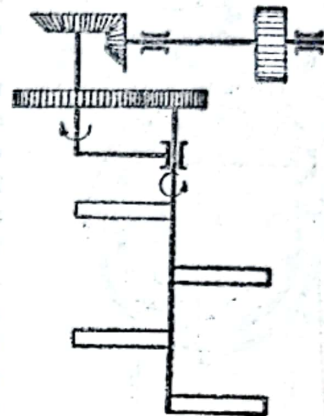


Fig. 12. Schema agitatorului planetar.

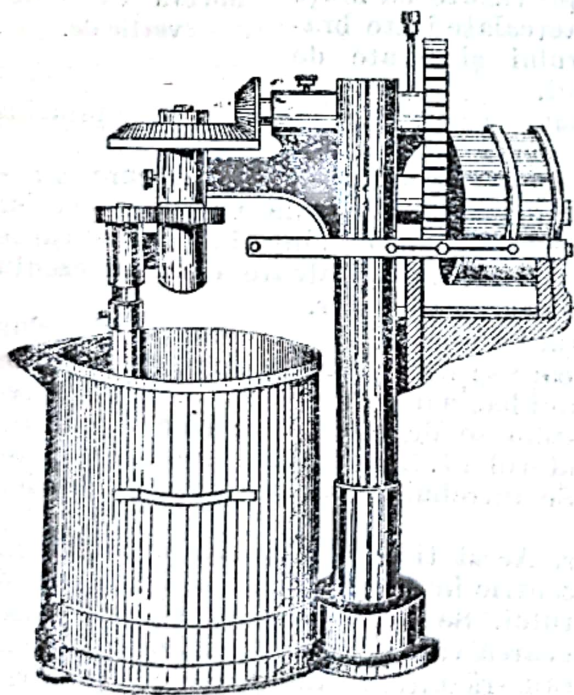


Fig. 13. Agitator planetar.

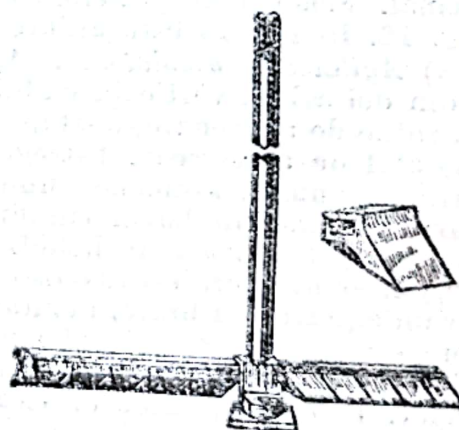


Fig. 14. Agitator cu raclete.

astfel încât ele să formeze o spirală întreruptă. Aceste malaxoare reprezintă un tip intermediar între amestecătoarele cu brațe și cele spirale sau cu elice, care fac agitatea și prin transportul materialului în direcția axului. Se folosesc pentru amestecarea pastelor, de exemplu în industria ceramică. Când sunt doi arbori, ei se rotesc în sensuri opuse, printr'un angrenaj exterior, cu roți dințate.

i) **Malaxoare cu brațe.** Malaxoarele cu brațe (fig. 17) sunt mașini pentru frământarea pastelor. Ele pot fi și de tipurile precedente, în special d, e, f, γ, δ. Din cauza consistenței mari pe care o au de obicei pastele, atât mecanismul, cât și brațele sunt puternice și au forme care, de cele mai multe ori, diferă de ale agitatorilor pentru lichide.

O construcție specială de amestecător cu brațe este aparatul (fig. 18) pentru fabricarea pastei de cristale, necesară fierberii siropului de zahăr după metoda Prof. A. A. Sumilov *).

Amestecătorul este format dintr'un vas cilindric de fier, cositorit în interior și prevăzut cu o manta pentru încălzire (cu abur) sau pentru răcire (cu apă).

Dispozitivul de agitare din interiorul vasului se compune din șase brațe, fixate la trei nivele, pe arborele rotit cu ajutorul unui angrenaj cu roți dințate conice. La fiecare nivel, un braț drept, terminat cu o paletă de care este fixată o placă de cauciuc, are rolul de a agita pasta în apropierea peretelui (placa de cauciuc ajunge până la 0,5 mm de perete), iar un alt braț, curbat spre arbore, agită, prin paleta sa (care se găsește la jumătatea distanței dintre arbore și perete), lichidul din partea centrală a vasului.

Diametrul vasului	280 mm
Înălțimea vasului	585 mm
Turația agitatorului	50—150 rot/min.

4. Amestecătoare cu elice

Amestecătoarele cu brațe agit bine în plan orizontal, dar curenții în sens paralel cu axa agitatorului sunt slabi. Intensificarea curenților verti-

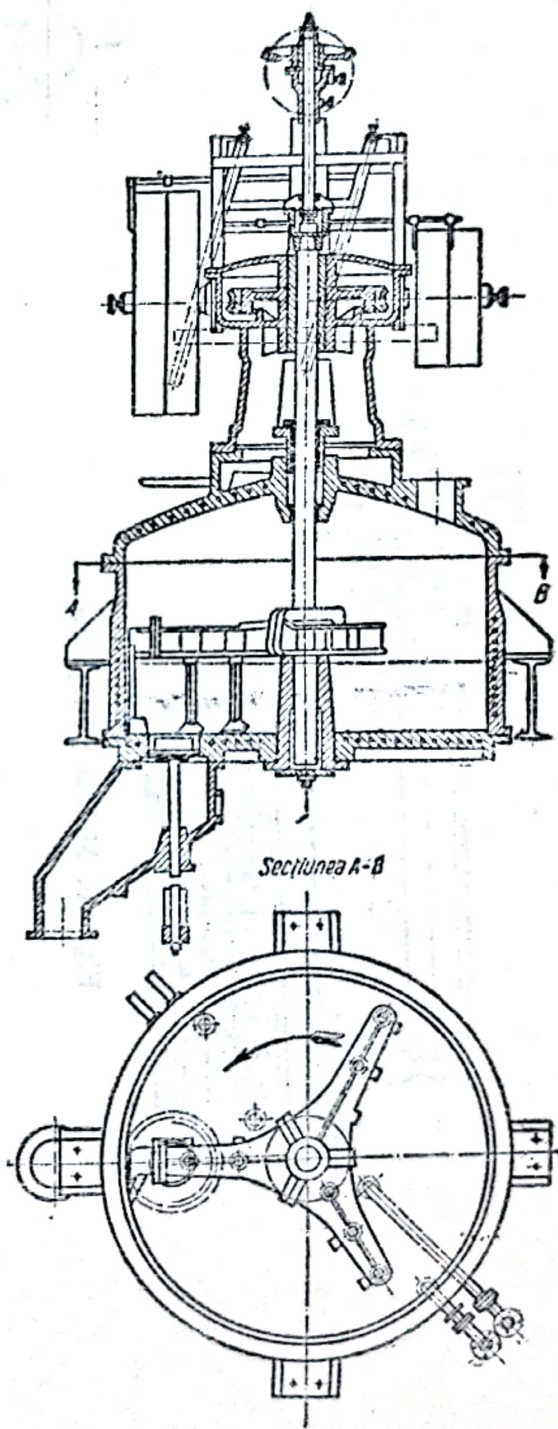


Fig. 15. Agitator cu raclete.

*) P. M. Silin, Tehnologia fabricării zahărului din sfeclă, Moscova, 1948.
Trad. I.D.T.

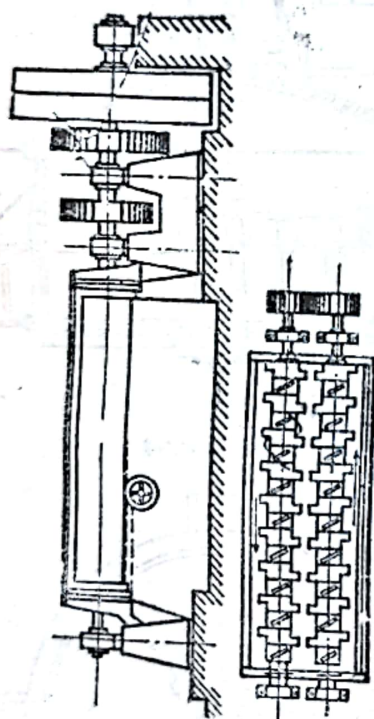


Fig. 16. Malaxor cu palete.

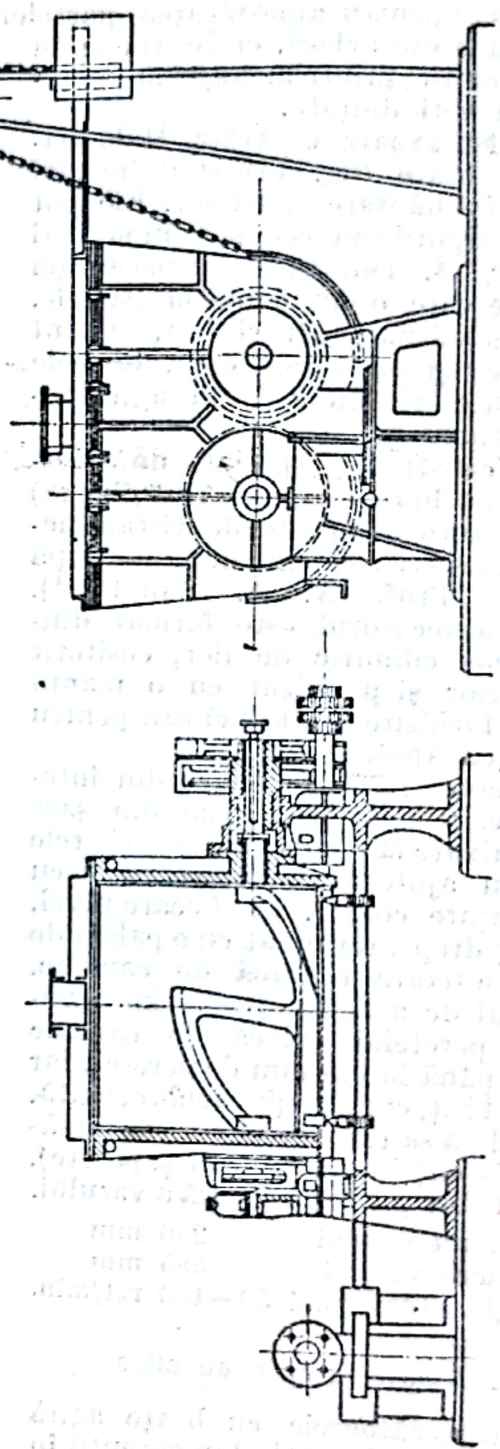


Fig. 17. Malaxor cu brațe.

cali se obține cu palete înclinate față de direcția lor de rotire. În fig. 19 se arată posibilitatea de a realiza curenți ascendenți sau descendenți după valoarea mai mare decât 90° , respectiv mai mică decât 90° , a unghiului α , pe care îl face fața paletelor cu direcția de rotire.

Agitatoarele cu elice sunt indicate pentru amestecarea fluidelor cu viscozitatea până la 2 000 cP (uneori până la 4 000 cP) și, în special atunci, când, din cauza tendinței de stratificare, trebuie creați curenți verticali.

Agitatoarele cu elice sunt formate dintr'un arbore rotit, de obicei, direct de un motor electric, pe care sunt fixate un număr de palete înclinate față de direcția de rotire. Inclinația variază de obicei dealungul paletelor, fiind zero lângă axă și de 90° la extremitatea paletelor. Curentul de fluid înaintând axial prin rotirea paletelor, este deformat prin frecarea de restul fluidului, care se mișcă cu alte viteze și în alte direcții; forma vasului și poziția agitatorului în vas influențează agitarea. Uneori se fixează o a doua elice, într'un punct ales pe același arbore care, după unghiul paletelor, poate crea un curent în același sens sau în sens opus.

Tot din această categorie fac parte și amestecătoarele elicoidale în formă de mele.

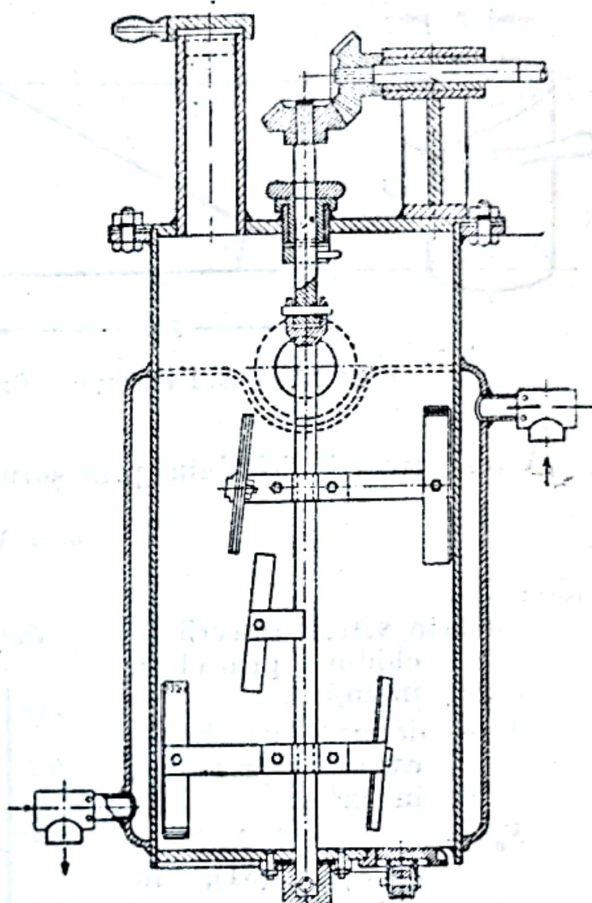


Fig. 18. Amestecător cu brațe, tip A. A. Șumilov.

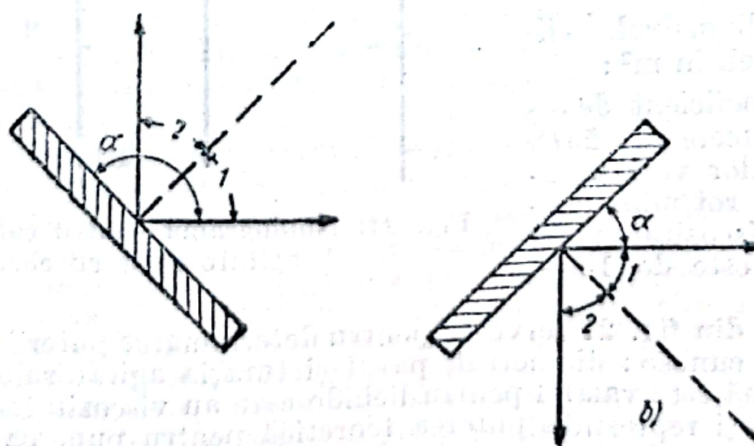


Fig. 19. Crearea curenților ascendenți (a) sau descendenți (b), prin înclinarea paletelor față de direcția de rotire.

Paletele elicei reprezintă o porțiune dintr'un șurub geometric (fig. 20). Elementele principale care definesc șurubul sunt diametrul și pasul. Pasul șurubului este distanța h între două puncte corespunzătoare pe două spire vecine ale aceluiași șurub :

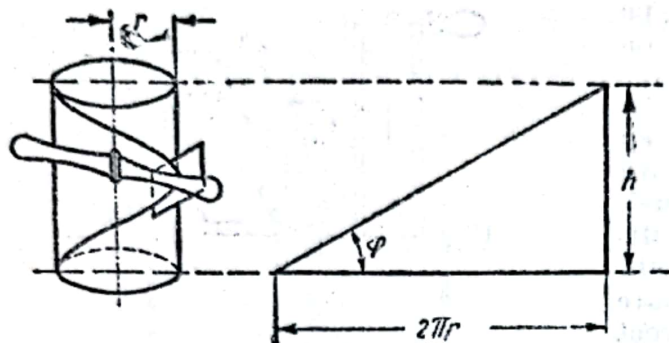


Fig. 20. Pasul elicei.

$$h = 2\pi r \operatorname{tg} \varphi \quad (29)$$

unde :

h este pasul șurubului ;
 r — raza șurubului ;
 φ — unghiul dintre paletă și un plan paralel cu axa.

Elicele agitatoarelor pot avea pasul constant pe lungimea paletii sau pot avea pas variabil ; de obicei ele se construiesc cu pas variabil.

Viteza trecerii lichidului prin șurub este :

$$w = V/S_0 \quad (30)$$

unde :

w este viteza trecerii lichidului prin elice, în m/s ;

V — debitul de lichid care trece prin elice, în m³/s ;

S_0 — suprafață dată de ecuația (31), în m ;

$$S_0 = \frac{\pi D^2}{4} (1 - \xi^2) ; \quad (31)$$

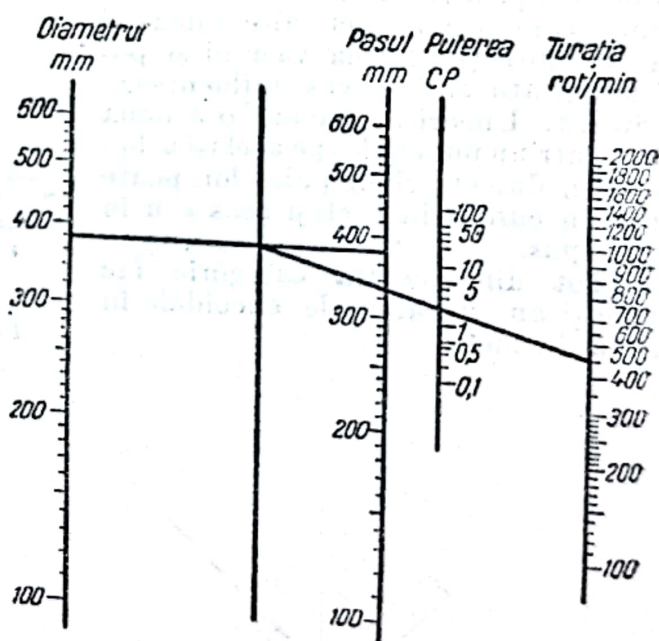
în care :

D este diametrul elicei, în m ;

ξ — coeficient de reducere = 0,25D.

Turația elicelor variază între 400 și 1700 rot/min. Pentru lichidele cu vâscozitate peste 500 cP, turația este de 150–500 rot/min.

Nomograma din fig. 21 servește pentru determinarea puterii unui agitator cu elice când se cunosc : diametrul, pasul și turația agitatorului. Rezultatul dat de nomogramă este valabil pentru lichide care au vâscozitatea și greutatea specifică a apei, și reprezintă puterea teoretică pentru punerea în circulație a lichidului. Din cauză că în practică, circuitul lichidului nu este cel ideal, se consideră ca putere reală numai 60–70% din puterea teoretică dată de nomogramă.



[Fig. 21. Nomogramă pentru calculul puterii agitatoarelor cu elice.

Pentru alte viscozități, puterea necesară agitatorului se calculează înmulțind rezultatul obținut din nomograma 22, cu coeficientul M din diagrama 22.

Agitatoarele cu elice sunt relativ ieftine și produc o agitare rapidă. Din cauza dimensiunilor reduse ale elicei, ele nu sunt potrivite pentru șarje mari.

Mai jos se dau câteva tipuri de amestecătoare cu elice.

a) **Ventilatoare.** Ventilatorul obișnuit poate fi considerat ca un agitator cu elice pentru dirijarea sau amestecarea gazelor.

b) **Agitatoare cu arbore vertical și cu elice simplă.** Arborele acestui tip de agitator poate avea una sau două elice, de obicei cu două sau cu trei palete. Paletele sunt astfel înclinate față de sensul de rotație, încât să dirijeze lichidul în jos sau în sus, sau—ceea ce este mai totdeauna favorabil când sunt două elice—în sensuri opuse. Este preferabil ca agitatorul să fie montat excentric în vas.

c) **Agitatoare portabile.** Agitatoarele portabile sunt foarte utile; ele pot fi montate în diferite poziții (fig. 23). Pentru viscozități până la 300 cP se montează direct în prelungirea arborelui motorului; pentru viscozități mai mari, este necesară o demultiplicare cu roți dințate. Se fabrică în unități de $1/8$ —5 cP. Așezarea agitatoarelor sub un unghi de 10 — 20° față de axa vasului mărește eficacitatea agitării.

d) **Agitatoare laterale.** Acestea sunt agitatoarele cu elice montată pe un arbore orizontal care trece prin peretele rezervorului (etanșare cu presetupă). Se montează în partea inferioară a peretelui astfel, încât axa să facă un unghi cu raza rezervorului. Ele dau rezultate bune la omogenizarea cantităților mari de lichide ușoare. Se construiesc pentru puteri între $1/2$ și 50 CP și cu elice cu diametrul de 10 — 200 cm.

e) **Agitatoare cu elice în tub vertical** (fig. 24). Pentru a evita deformarea curentului de lichid se înconjură elicea cu un cilindru vertical care asigură circuitul de lichid. Este cel mai eficace agitator cu elice pentru amestecarea intimă a lichidelor cu viscozitate mică sau medie. Uneori, când este necesară încălzirea sau răcirea lichidului agitat, tubul vertical este format dintr'o serpentină cu spire alăturate (fig. 25).

f) **Agitatoare elicoidale în tub vertical.** Aceste agitatoare (fig. 26) sunt asemănătoare cu agitatoarele precedente, de care se deosebesc numai prin înlocuirea elicei cu o suprafață în șurub. Se folosesc pentru lichide viscoase, paste consistente și suspensii fibroase, de exemplu în industria săpunului și a hârtiei. Nu sunt potrivite pentru fluide cu viscozitate mică.

g) **Agitatoare cu bandă elicoidală.** Agitatoarele cu bandă elicoidală (fig. 27) se folosesc în special pentru lichide viscoase, când este necesară o agitare energetică în apropierea pereților sau o curățire continuă a pereților.

h) **Amestecătoare elicoidale.** Amestecătorul elicoidal (fig. 28) numit și melc este un amestecător continuu de pulberi; el servește, în același timp, și pentru transportarea materialului amestecat. Este format dintr'un canal de tablă, în care se rotește un arbore cu o suprafață în formă de șurub. Aceste amestecătoare sunt, de obicei, orizontale; rareori ele sunt înclinate sau verticale. Pentru economie de spațiu, amestecătorul poate fi împărțit în câteva porțiuni scurte, montate una sub alta și pe care materialul le parcurge în serie. Sunt amestecătoare eficace și necesită putere mică și spațiu restrâns. De obicei este necesară o lungime minimă de 3 m.

i) **Malaxoare cu brațe înclinate.** Aceste amestecătoare sunt formate dintr'o cuvă lungă, în care se rotesc unul sau doi arbori pe care sunt fixate brațe scurte, astfel încât ele formează o suprafață elicoidală întreruptă. Planul vertical al paletelor face un unghi cu planul transversal al cuvei pentru împingerea materialului în direcția axei. Când sunt doi arbori, ei se rotesc în sensuri opuse, pentru o mai bună amestecare. Se folosesc pentru frământarea pastelor.

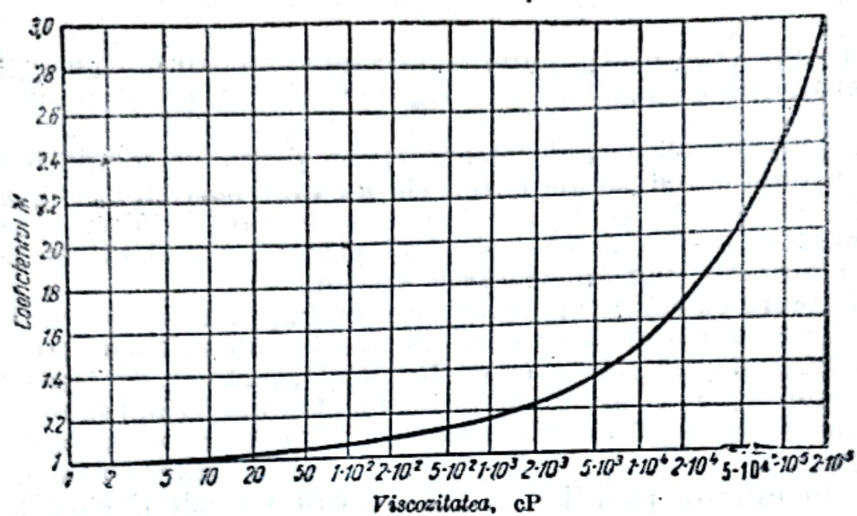


Fig. 22. Influența vâscozității asupra puterii agitatorului.

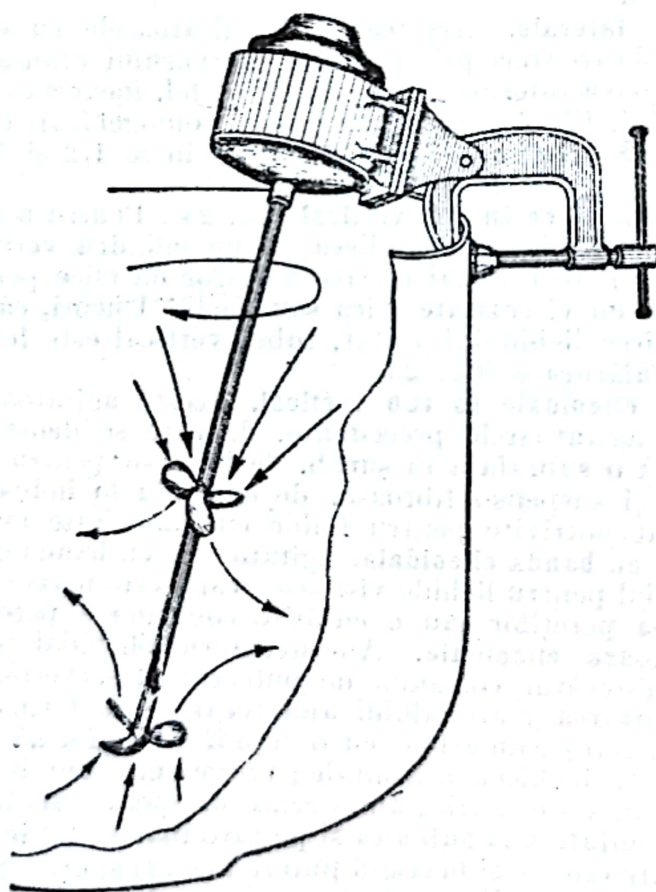


Fig. 23. Agitator cu elice, portabil.

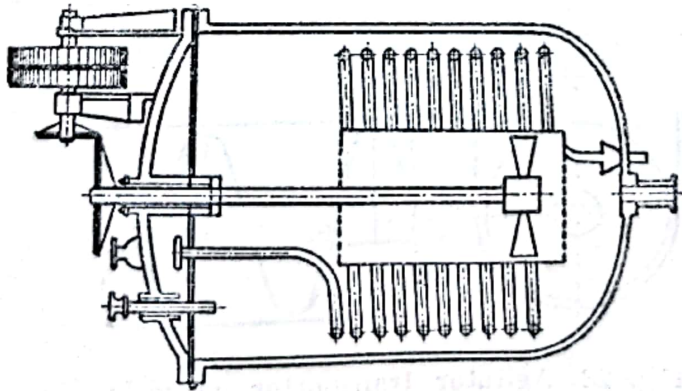


Fig. 24. Agitator cu elice în tub vertical.

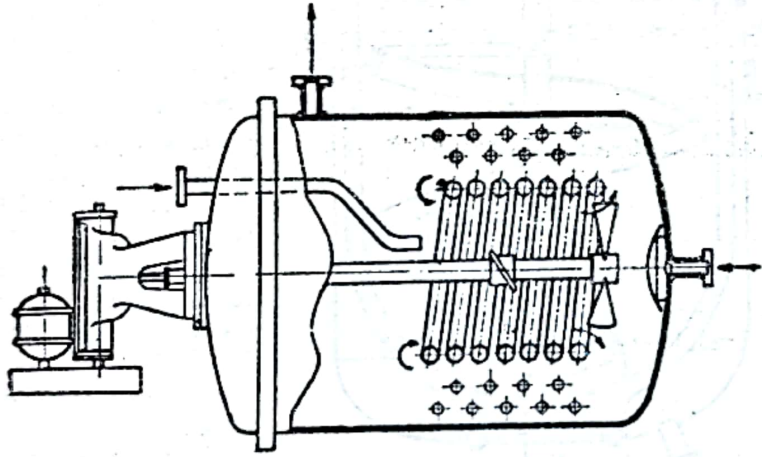


Fig. 25. Agitator cu elice în tub vertical, format dintr'o serpentină cu spire alăturate.

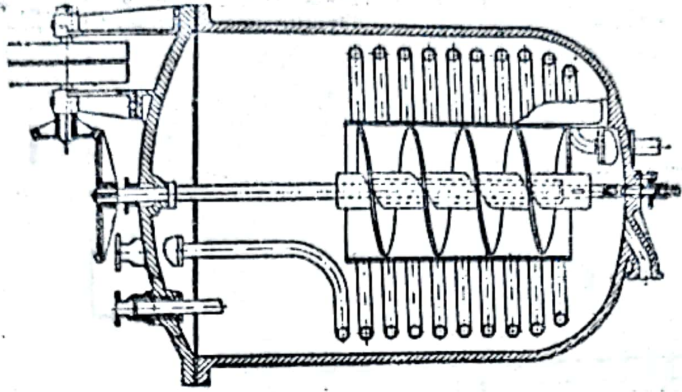


Fig. 26. Agitator cu elice coidale în tub vertical.

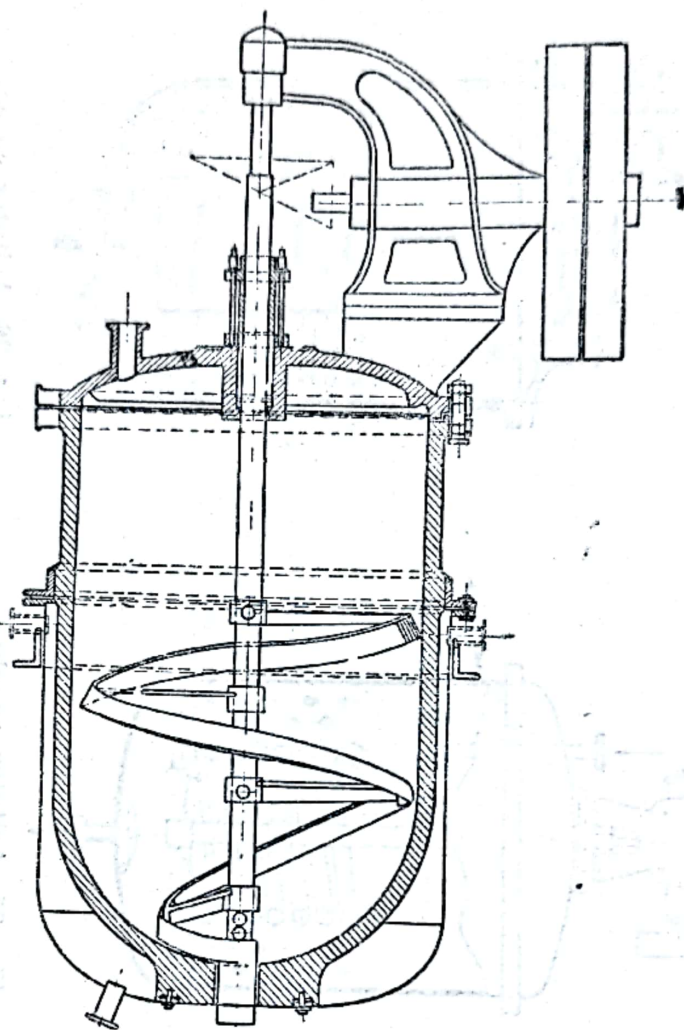


Fig. 27. Agitator cu bandă elicoidală.

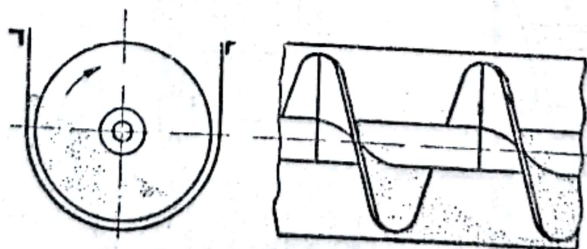


Fig. 28. Agitator transportor cu mele pentru pulberi.

5. Agitatoare centrifuge sau turbină

Aceste agitatoare sunt formate dintr'unul sau din mai multe rotoare cu palete, identice pompelor centrifuge; rotorul aspiră axial lichidul în care este cufundat și îl refulează, aproximativ tangențial, la periferie. Unele dintre aceste agitatoare au și un stator cu palete, care dirijează radial lichidul ieșit din rotor. Dirijarea radială este avantajoasă pentru ca agitarea să se transmită până aproape de pereții vasului, astfel încât întreaga cantitate de lichid să fie pusă în mișcare.

Sunt folosite pentru agitarea, disolvarea sau dispersarea lichidelor cu viscozitate mică sau medie, a noroaielei, a suspensiilor etc.

Calculul puterii agitatoarelor centrifuge se face cu ajutorul diagramelor din fig. 22 și 29. Puterea este dată de produsul coeficienților M , N și O , în funcție de viscozitatea lichidului agitat, de diametrul rotorului și de viteza lui periferică.

Exemplu. Să se calculeze puterea necesară unui agitator centrifug, după datele din rândurile 1-4 de mai jos:

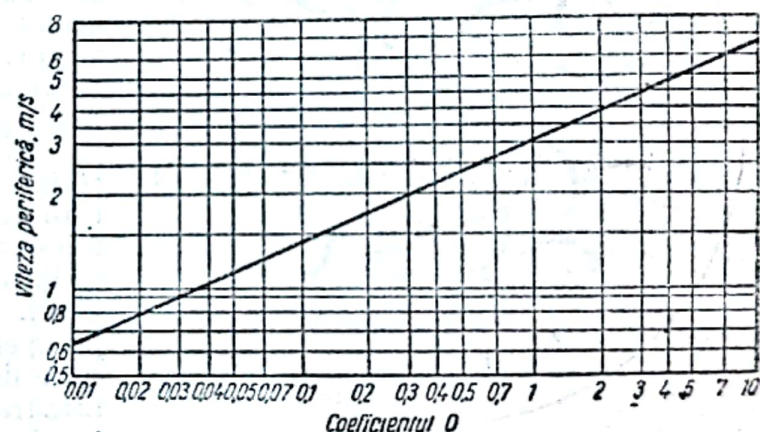
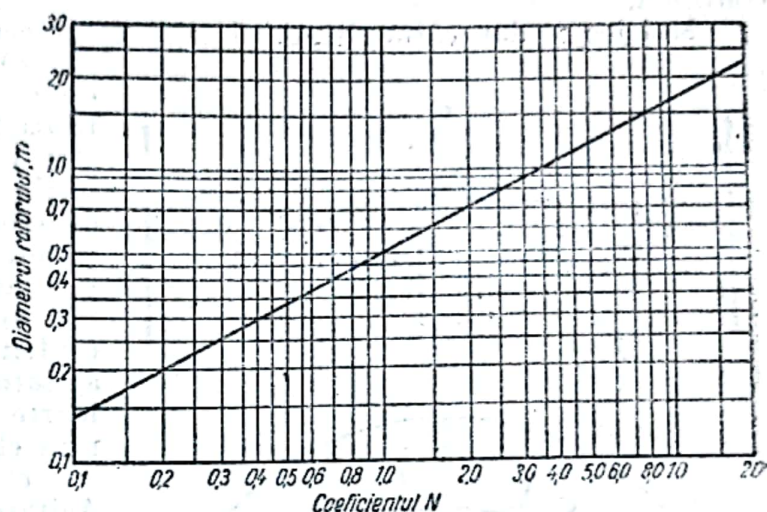


Fig. 29. Diagrame pentru calculul puterii necesare agitatoarelor-turbină.

1	Lichidul agitat	Ulei		Dat
2	Temperatura lichidului t	50	°C	Dat
3	Diametrul rotorului d	0,50	m	Dat
4	Turația n	200	rot/min	Dat
5	Viscozitatea lichidului	4	cP	Determ. exp.
6	Coeficientul M M	1,02		Diagrama (22)
7	Coeficientul N N	1		Diagrama (29)
8	Viteza periferică w	5,02	m/s	(3)·(4) 60
9	Coeficientul O O	5		Diagrama (29)
10	Puterea necesară P	5,1	CP	(6) (7)·(9)

Agitatoarele centrifuge prezintă următoarele avantaje caracteristice: agitarea este rapidă (disolvare) și amestecarea intimă (dispersii); puterea necesară este, de obicei, mai mică decât la agitatoarele cu elice; au posibilitatea de a agita lichide de orice consistență; agitare în șarje sau cu debitare continuă.

Mai jos se dau câteva tipuri de agitatoare centrifuge sau turbină:

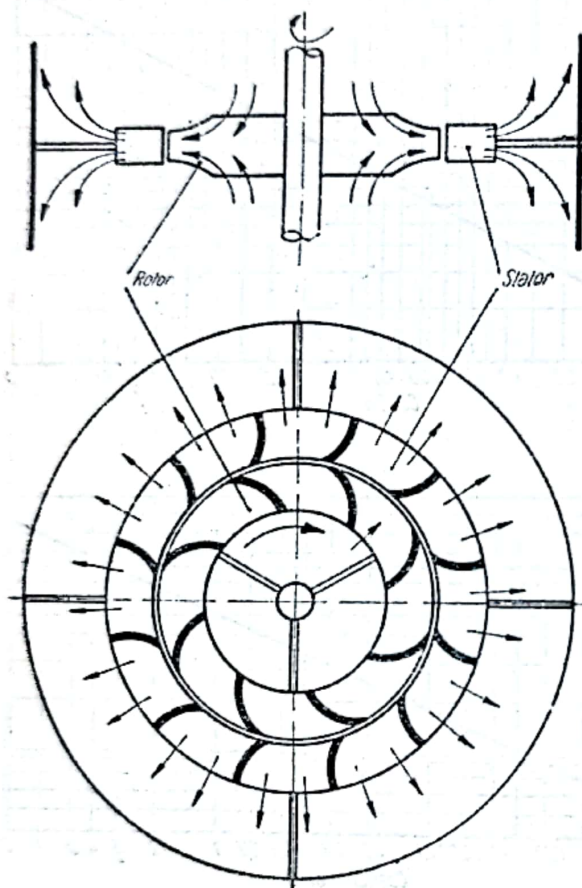


Fig. 30. Agitator turbină. Schemă de principiu.

este arătată schema de principiu a unui agitator turbină; fig. 31 și 32 reprezintă două agitatoare-turbină.

e) **Agitatoare turbină, pentru producția continuă.** În fig. 33 este prezentat un exemplu de aplicare a agitatoarelor turbină într'un proces continuu. Agitatorul este format dintr'un arbore cu trei rotoare acționând asupra lichidului care trece continuu prin vas.

f) **Agitatorul Dreika** din fig. 34 este o formă perfecționată a agitatorului centrifug.

g) **Turbodispersoare.** Turbodispersoarele sunt agitatoare turbină la care s'a introdus, între rotor și stator, o tablă perforată, pentru ca particulele de lichid să fie puternic deformate (lamine) între rotor și tabla perforată. Se folosesc pentru obținerea dispersiilor fine și a disolvărilor dificile. Turbodispersorul este un aparat intermediar între amestecătoarele centrifuge și omogenizatoare (morile coloidale).

a) **Ventilatoare centrifuge.** Acestea pot amesteca gaze în cantități mari, fie acționând într'un rezervor (amestecare în șarje), fie într'o conductă în care gazele componente sunt debitate continuu, în proporțiile dorite. Energia necesară este mică.

b) **Pompe centrifuge.** Pompele centrifuge pot fi considerate ca agitatoare centrifuge; amestecă foarte bine lichidele care trec prin ele.

c) **Agitatoare centrifuge simple.** Agitatoarele centrifuge simple sunt formate dintr'un arbore cu unul sau cu două rotoare cu palete ca acelea ale pompelor centrifuge fără stator. Sunt folosite pentru amestecarea lichidelor cu vâscozitate mică și mijlocie.

d) **Agitatoare centrifuge cu stator (turbine).** Eficacitatea agitatoarelor centrifuge crește (prin micșorarea vârtejurilor inutile și dirijarea mai convenabilă a curenților), dacă se adaugă — ca și la pompele centrifuge — un stator. Spre deosebire de pompe, la agitatoarele turbină, statorul dirijează în direcție radială lichidul ieșit din rotor. Se folosesc pentru agitări și disolvări rapide, pentru materiale subțiri sau vâscoase. În fig. 30

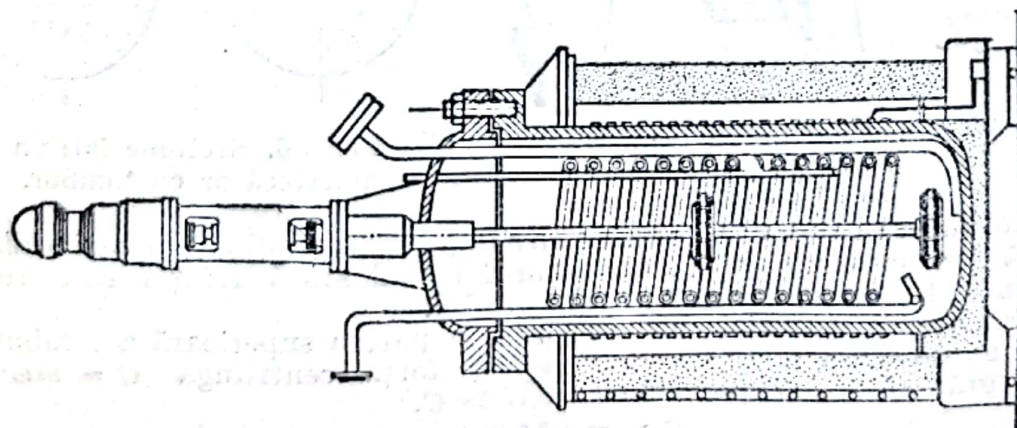


Fig. 31. Agitator turbină.

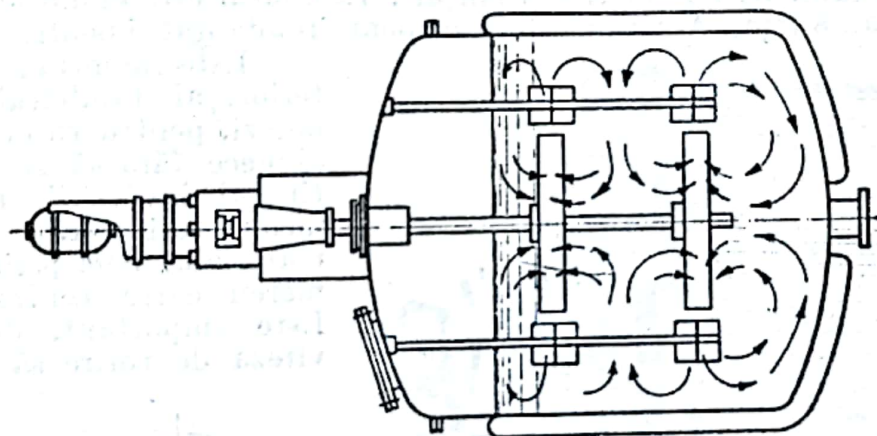


Fig. 32. Agitator turbină.

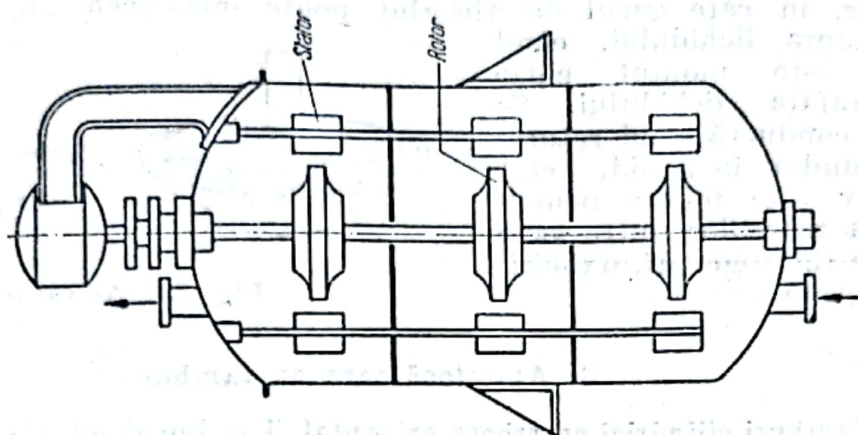


Fig. 33. Agitator turbină cu producție continuă.

h) **Turboabsorbitoare de gaz.** Turboabsorbitorul de gaz este tot un agitator centrifug, în care gazul de absorbit poate intra central, fie din spațiul de deasupra lichidului, când rotorul este montat chiar la suprafața lichidului, fie printr-o conductă când rotorul este cufundat în lichid. Acest dispozitiv este folosit pentru activarea reacțiilor între gaze și lichide (hidrogenări, oxidări, clorurări, etc.).

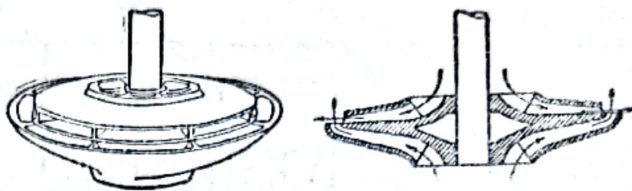


Fig. 34. Agitator Dreika.

6. Amestecătoare cu tambur

a) **Tamburi cilindrice cu arbore orizontal.** Tamburul cilindric cu arbore orizontal (fig. 35) este folosit pentru amestecarea fie a pulberilor, fie a pulberilor cu lichide (de exemplu ciment, nisip, pietriș, apă). În diferite variante, tamburul poate avea în interior șicane sau raclete. Pentru activarea amestecării se pun uneori în tamburi bile mari sau lanțuri. Tamburul este cilindric sau prismatic (cu 4, 6 sau 8 fețe). Acest amestecător poate fi adaptat și pentru mers continuu.

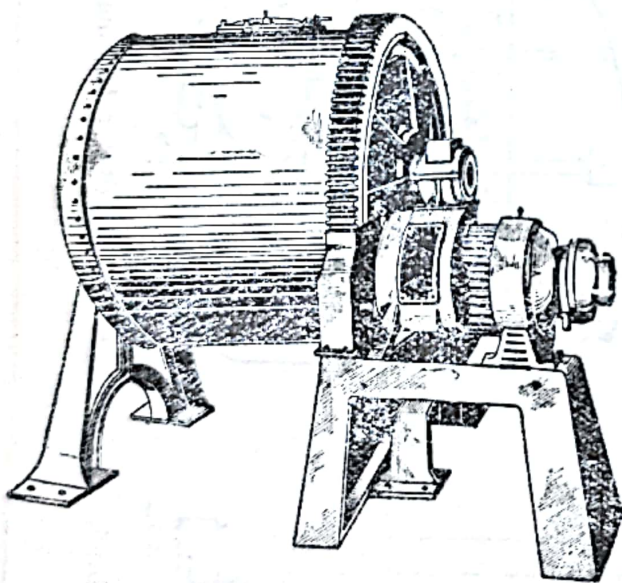


Fig. 35. Amestecător cu tambur.

Este important ca pereții interiori ai tamburului să nu fie netezi, pentru ca materialul să nu alunece fără să se amestece. În timpul învârtirii, materialul urmează traiectoriile din fig. 36: materialul de la periferie este adus mereu către centrul tamburului. Este important, de asemenea, ca viteza de rotație să nu fie prea

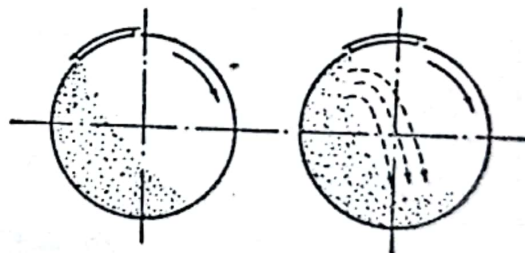


Fig. 36. Secțiune într'un amestecător cu tambur.

mare, astfel încât, din cauza forței centrifuge, materialul să nu mai cadă, ci să rămână proiectat pe pereți. Următorul calcul arată relația care trebuie să existe între turația și diametrul tamburului.

Un grăunte de material care s'ar găsi la partea superioară a tamburului este acționat de două forțe: greutatea G și forța centrifugă $C = m\omega^2 D/2$. Pentru ca grăuntele să cadă trebuie ca $G > C$.

$$G > m \omega^2 D/2$$

sau

$$G > \frac{G}{g} \left(\frac{2\pi n}{60} \right)^2 \frac{D}{2}$$

unde :

- G este greutatea grăuntelui, în kgf;
 C — forța centrifugă, în kgf;
 m — masa grăuntelui, în kgf·s²/m;
 ω — viteza unghiulară, în s⁻¹;
 D — diametrul tamburului, în m;
 n — turația tamburului, în rot/min;
 g — accelerația pământescă, în m/s².

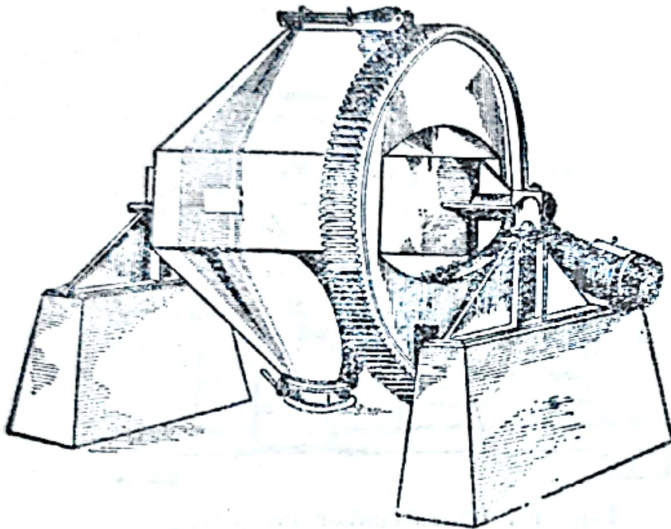


Fig. 37. Amestecător cu conuri.

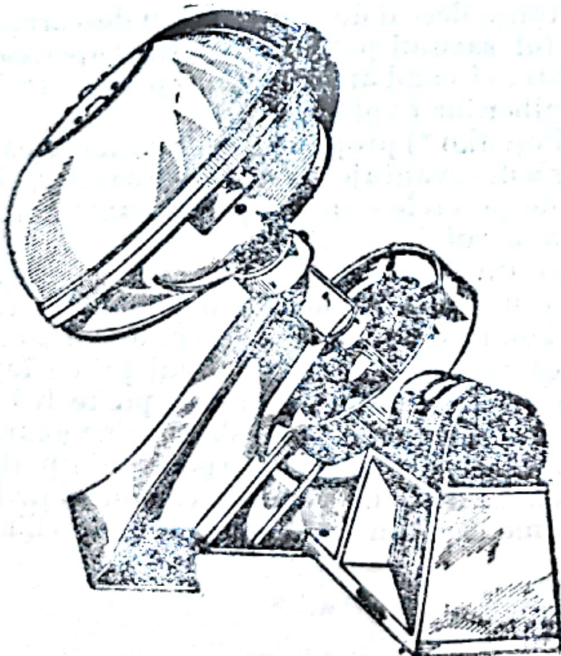


Fig. 38. Amestecător cu arbore oblic.

d) Amestecătoare cu axul în diagonală. Acesta este un cilindru sau un butoi prevăzut cu un arbore care face un unghi cu axa geometrică. Amestecarea este foarte bună.

Din ecuația precedentă rezultă relația între turația și diametrul tamburului :

$$n < \frac{42,3}{\sqrt{D}}$$

În practică se folosește relația :

$$\frac{32}{\sqrt{D}} < n < \frac{35}{\sqrt{D}}$$

Viteza periferică se ia, de obicei, aproximativ 1 m/s.

b) Amestecătoare cu conuri. Amestecătorul cu conuri (fig. 37) este folosit în special pentru amestecarea pulberilor. Omogenizarea rapidă a amestecului rezultă din faptul că, în mișcarea lor, datorită turației și formei tamburului, vitezele și traiectoriile particulelor sunt diferite. Puterea necesară pentru o sașă de 500 kg este de 1,5 CP, iar timpul de amestecare este de câteva minute.

c) Amestecătoare cu arbore oblic. Acest tip de amestecător (fig. 38) este format dintr'un elipsoid montat pe un arbore oblic. Amestecarea poate fi activată dacă în materialul de amestecat se adaugă câteva bile. Se folosește mult pentru omogenizarea pigmentilor, a produselor vegetale, farmaceutice etc.

7. Amestecătoare diverse

a) **Amestecătoare cu sac.** Amestecătorul cu sac (fig. 39) este un amestecător rudimentar, dar eficace, pentru omogenizarea unui amestec de pulberi în șarje mici. Este format dintr'un vas cilindro-conic care are prins, la mijlocul său, un sac conic (de pânză sau de piele); acesta, prin vârful său, legat cu o frânghie petrecută peste doi scripeti, poate fi tras în sus și lăsat în jos. Sacul este prins de vasul metalic numai în trei puncte, astfel încât rama sacului este

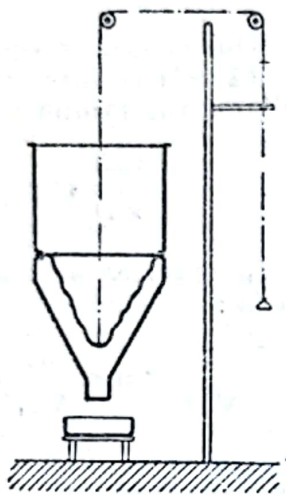


Fig. 39. Amestecător cu sac.

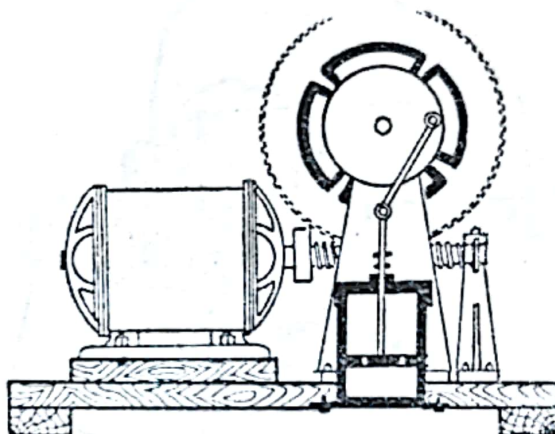


Fig. 40. Amestecător cu piston, pentru paste.

depărtată de pereții vasului, lăsând o distanță destul de mare pentru descărcarea materialului; care se face trăgând vârful sacului până în poziția superioară. Amestecătorul cu sac este recomandat atunci când amestecul de pulberi trebuie menajat, de exemplu la amestecarea pulberilor explosive.

b) **Amestecătorul cu piston.** N. G. Feșenko *) propune, pentru amestecarea pastelor, următorul aparat, care înlătură desavantajele amestecătoarelor obișnuite și anume: 1) lipirea materialului de peretele și de brațele amestecătorului și 2) prezența uneori contraindicată a aerului.

Amestecătorul (fig. 40) este format dintr'un vas cilindric, cu un piston găurit, a cărui tijă trece printr'o presetupă din capacul cilindrului. Pistonul este mișcat în sus și în jos de o bielă acționată de o transmisie sau de un motor. Amestecarea intimă rezultă din trecerea repetată a materialului prin găurile pistonului. Pentru a evita o mărunțire a materialului, cilindrul poate fi căptușit cu cauciuc, iar pistonul poate fi înlocuit printr'o placă de cauciuc găurită.

c) **Calandre.** Calandrele sunt amestecătoare pentru încorporare de pulberi în materiale foarte viscoase ca, de exemplu, la compunerea cauciucului. Ele sunt mașini puternice, formate din postament și din două sau mai mulți cilindri uneori încălziți.

ȘICANE VERTICALE

Agitatoarele, în special cele cu brațe, determină o mișcare de rotație în jurul arborelui. Pentru o bună agitare este mai important să se realizeze o mișcare (circulație) în sens vertical. Acest rezultat se obține folosind șicane verticale.

*) Feșenko N. G. Zavodscia Laboratoria, Nr. 11 (Nov.), 1949, p. 1396.

Șicanele verticale sunt bucăți de fier lat sau șipei de lemn așezate perpendicular, dealungul peretelui vasului. Pentru soluții viscoase ($\eta > 2 \text{ kgf}\cdot\text{s/m}^2$) sau cu viscozitatea variabilă, șicanele sunt astfel montate, încât să facă un unghi față de perete, în direcția mișcării lichidului. Când viscozitatea depășește $6 \text{ kgf}\cdot\text{s/m}^2$ nu se mai folosesc șicane verticale.

Fig. 41—44 prezintă efectele acestor șicane asupra agitației. În fiecare din aceste figuri, jumătatea din stânga reprezintă agitația fără șicane verticale, iar jumătatea din dreapta, agitația cu șicane verticale. Curenții în plan vertical sunt reprezentați prin săgeți a căror lungime indică viteza lor.

Se recomandă (D' — diametrul vasului):

Numărul șicanelor verticale pentru vase cu $D' < 6 \text{ m}$ 4 bucăți;
 $D' > 6 \text{ m}$ 6 bucăți.

Lățimea șicanelor verticale pentru vase mici ..
 $D' : 10$.

Lățimea șicanelor verticale pentru vase mari
 $D' : 12$.

Distanța dintre șicane și peretele vasului (numai la lichide viscoase)
 $D' : 60$.

Lățimea șicanelor verticale în interiorul unei serpentine. $D' : 12$.

Mijlocul șicanei, în dreptul mijlocului agitatorului.

Lățimea șicanelor oblice (pentru lichide viscoase) se ia astfel, încât proiecția lor pe rază să corespundă lățimilor de mai sus.

Cum se vede în fig. 44 la agitatoarele turbină, șicanele verticale au același efect ca și statorul.

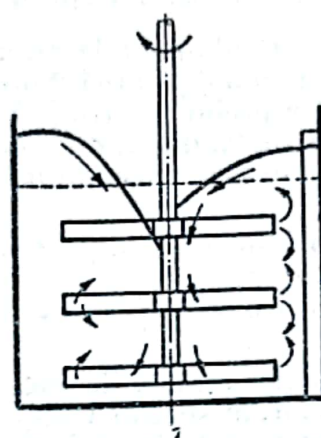


Fig. 41. Influența șicanelor verticale, într'un agitator cu brațe.

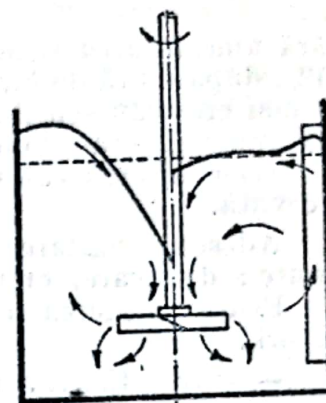


Fig. 42. Influența șicanelor verticale, într'un agitator cu șase palete.

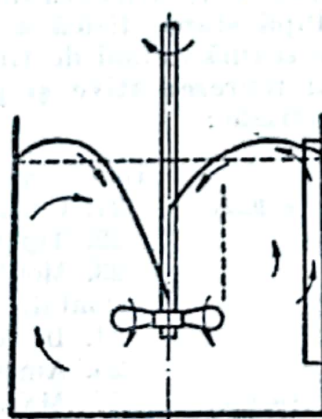


Fig. 43. Influența șicanelor verticale, într'un agitator cu elice.

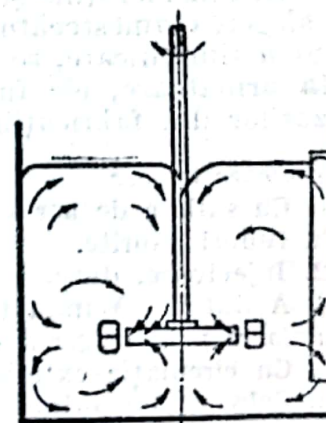


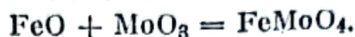
Fig. 44. Influența șicanelor verticale, într'un agitator turbină.

ALEGEREA AMESTECĂTOARELOR

Din cauza lipsei unei teorii complete a amestecării și a multor tipuri de amestecătoare existente, alegerea amestecătorului potrivit pentru un anumit caz nu poate rezulta din reguli fizice sau calcule matematice. Alegerea este îngreunată și de faptul că nu există un criteriu simplu, care să măsoare efectul amestecării. Alegerea amestecătorului și felul în care este condusă amestecarea pot influența mult o fabricație chimică: randamentele obținute, timpul

necesar reacției, temperaturile care trebuie atinse, pot depinde de o amestecare mai bună sau mai rea.

Influența amestecării asupra reacțiilor chimice a fost exemplificată asupra reacției :



Fără amestecarea reactanților, randamentele erau, la 400°C, de aproximativ 30%, după o oră de încălzire, și de 35%, după 2 ore de încălzire; randamentele nu mai creșteau sensibil dacă se prelungea timpul de încălzire. Cu amestecare, randamentele erau de 65, 90 și 100%, după, respectiv, 1, 2 și 3 ore de încălzire.

Transmiterea căldurii este deasemenea, mult îmbunătățită printr-o agitare adecvată.

Adeseori, agitarea este indispensabilă pentru a da produsului calitățile cerute: disolvare, emulsii, suspensii.

Pentru alegerea amestecătorului trebuie să se țină seamă de următorii factori :

- starea fizică a materialelor: gaze, lichide, solide, paste;
- proprietățile materialelor, în special viscozitatea și greutatea specifică;
- dacă materialele trebuie agitate în șarje mari sau mici, sau în mers continuu;
- gradul de omogenizare sau calitățile care se cer produsului;
- durata agitării.

În considerațiile și în tabelele care urmează sunt grupate criteriile care duc la alegerea amestecătorului după starea fizică a materialelor de amestecat. Pentru simplificare, se va ține seamă numai de tipurile de amestecătoare din lista următoare, ele fiind mai reprezentative și putând corespunde tuturor cazurilor din fabricațiile industriale :

Agitatoare cu aer

1. Cu suflare de aer sau de alte gaze prin tuburi găurite.
2. Injectoare, duze.
3. Agitatoare Mammot.

Agitatoare prin curgerea fluidelor

4. Cu circulație exterioară.
5. Coloane cu orificii și cu șicane.
6. Coloane cu talere.
7. Recirculare prin turnuri.
8. Scrubere (turnuri pentru spălarea gazelor).
9. Cascade.

Agitatoare cu brațe

10. Cu brațe simple.
11. Cu brațe combinate.
12. Cu brațe și cu șicane.
13. Cu ancoră.
14. Cu raclete.
15. Umblătoare.
16. Planetare.
17. Cu vase rotative.
18. Cu rotire în dublu sens.
19. Bătătoare.
20. Malaxoare cu brațe.

Agitatoare cu elice

21. Cu ax vertical, și cu elice simplă.
22. Tip portabil.
23. Montat în peretele vasului (ax orizontal).
24. În tub vertical.
25. Amestecător elicoidal (melc).
26. Malaxor cu brațe în elice.

Agitatoare centrifuge sau turbină

27. Agitator centrifug simplu.
28. Cu stator (turbină).
29. Cu producție continuă.
30. Agitator Dreika.
31. Pompe.

Amestecătoare cu tambur.

32. Turbodispersoare.
33. Turboabsorbitoare.
34. Cu ax orizontal central.
35. Mori cu bile.

Tipuri diverse.

36. Amestecător cu sac.
37. Mori coloidale.
38. Omogenizatori.
39. Calandre.

Cifrele din tabele corespund numerelor din lista de mai sus.

1. Amestecarea gazelor

Ca urmare a mișcării desordonate a moleculelor, gazele se amestecă fără influențe exterioare, dacă sunt lăsate un timp suficient, care depinde de cantitatea lor, de forma recipientului și de greutatea moleculară. De obicei, în industrie, amestecarea gazelor se face continuu, în curgere, după dozarea cât mai exactă a debitelor componentilor.

Când amestecarea trebuie să se facă în cantități mari (de exemplu în rezervoare) și când gazele au greutate specifică mult diferite, omogenizarea amestecului trebuie activată cu agitatoare.

Dintre agitatoarele menționate, sunt folosite, pentru grăbirea omogenizării amestecurilor gazoase: duze, injectoare, coloane cu șicane și ventilatoare cu elice sau centrifuge.

2. Amestecarea lichidelor

După cum se amestecă lichide miscibile sau nemiscibile, se obțin soluții sau emulsii. În tabelele 2 și 3 sunt prezentate condițiile principale de care depinde alegerea agitatorului și care sunt tipurile de agitatoare recomandate în fiecare caz.

Amestecarea lichidelor miscibile (soluții)

Tabela 2

Mersul Cantitatea		Condițiile amestecării		Agitatoare recomandate *)	Exemple
		Consistența	Durata agitării		
Discontinuu	șarje mici	Mică	Lent : 15 min	1 4 12 22 23	Omogenizarea benzinelor
		< 100 cP	Rapid : 30 s	1 4 12 22 23	
		Medie	Lent : 15 min	1 4 12 22 23	Omogenizarea motorinei
		< 2 500 CP	Rapid : 30 s	22 23 28	
		Mare	Lent : 1 h	12 13 17 28	
		< 200 000 CP	Rapid : 10 min	28	
	șarje mari	Mică	Lent : 15 min—3h	1 4 12 22 23	
		< 100 cP	Rapid : 2—30 min	23 27 28	
		Medie	Lent 15 min—3h	1 4 12 22 23	
		< 2 500 cP	Rapid 2—30 min	23 27 28	
		Mare	Lent :		Neobișnuit
		< 2 000 000 cP . . .	Rapid :		Neobișnuit
Continuu		Mică	Lent : < 6h	1 10 12 28	Tratarea ape- lor reziduale
		< 100 cP	Rapid : 1—60 s	2 5 31 24 29	
		Medie	Lent :		Neobișnuit
		< 2 500 cP	Rapid : 1—60 s	31 29	
		Mare	Lent :		Neobișnuit
		< 200 000 cP	Rapid : 1—60 s	29	

*) Agitatoarele sunt indicate în ordinea crescătoare a eficacității.

Tabela 3

Amestecarea lichidelor nemiscibile

		Condițiile agitării		Agitatoare recomandate *)	Exemple
Mersul	Cantitatea	Consistența	Dispersia		
Discontinuu	șarje < 4 000 litri	< 100 cP . . .	Picături vizibile	12 13 4 1 21 22 28	
			Fină	19 22 23 24 28	
			Foarte fină . . .	19 22 23 24 28	
		< 200 000 cP	Picături vizibile		Neobișnuit
			Fină	16 18 28	
			Foarte fină . . .	28 16 18 32	
	șarje < 80 000 litri	< 100 cP . . .	Picături vizibile	4 1 21 23 28	Tratarea benzinelor cu sodă caustică
			Fină	22 23 28	Tratarea benzinelor cu acid
			Foarte fină . . .	22 23 28	
		< 200 000 cP	Picături vizibile		Neobișnuit
			Fină	28 16 18	Tratarea uleiurilor cu acid sulfuric
			Foarte fină . . .		Neobișnuit
Continuu	< 100 cP	< 100 cP	Picături vizibile	2 5 24 29	
			Fină	5 2 31 24 29	
			Foarte fină . . .	37 38	
	< 200 000 cP	< 200 000 cP	Picături vizibile		Neobișnuit
			Fină	31 29	
			Foarte fină . . .	29 32 37	

3. Amestecarea lichidelor cu gaze

Reacțiile chimice între lichide și gaze, spălarea gazelor, absorbția unui component dintr'un amestec gazos, sunt exemple de operații care depind de o bună amestecare între lichide și gaze. Astfel de operații se fac la presiune obișnuită sau la presiune înaltă. Tabela 4 cuprinde o clasificare a cazurilor principale care se pot prezenta.

Alegerea amestecătorului depinde mult de raportul cantităților (șarjelor) sau al debitelor de lichid, de solubilitatea gazelor în lichid și de viteza reacției. Randamentul operației este mărit, dacă se lucrează cu mai multe agitatoare sau

*) Agitatoarele sunt indicate în ordinea crescătoare a eficacității.

Tabela 4

Amestecarea lichidelor cu gaze

Gazul	Mersul operației		Presiunea	Agitatoare recomandate *)	Exemple
	Lichidul	Gazul			
Unitar	Șarje	Șarje	Inaltă . . .	33 autoclave rotative	Hidrogenări
			Atmosferică sau joasă	1 7 2 33	Clorurări
	Continuu	Continuu	Inaltă . . .	2 7 6 29	Desulfurarea metanului
			Atmosferică sau joasă	9 2 29 7	Prepararea leșiei sulfite
Amestec	Șarje	Continuu	Atmosferică sau joasă	1 33 7 2 9 8	Indepărtarea bioxidului de carbon din aer
	Continuu	Continuu	Atmosferică sau joasă	9 2 7 6 8	Spălarea gazului de iluminat cu apă

*) Agitatoarele sunt indicate în ordinea crescătoare a eficacității.

coloane (turnuri) în serie, cu circulație în contracurent. Injectoarele, duzele și coloanele trebuie evitate, când din reacție rezultă substanțe solide (de exemplu cristale).

4. Amestecarea lichidelor cu solide

Tabela 5 cuprinde indicațiile necesare la alegerea unui agitator pentru amestecarea lichidelor cu solide. În coloana 3 a tabelului, diferența de greutate specifică se referă la diferența de greutate specifică între solid (cel mai greu, dacă sunt mai multe) și lichid.

Pentru agitatoare cu debitare continuă se pot folosi aceleași agitatoare ca pentru amestecarea în șarje, dacă o suspensie obișnuită (simplă) este suficientă. Pentru obținerea dispersiilor fine, agitatoarele centrifuge sunt indicate. Pentru cazuri mai grele, câteva agitatoare în serie, lucrând în contracurent, dau rezultate bune.

5. Amestecarea pastelor

Pastele sunt substanțe sau amestecuri cu viscozitatea dela 200 000 până la câteva milioane centipoise. Deoarece materialul nu curge, amestecarea pastelor se face prin malaxare sau frământare, adică printr-o serie de acțiuni complexe de întindere, repliere, rupere, strivire și frecare în scopul de a face ca diferitele porțiuni de material să se întrepătrundă pentru omogenizare și pentru aducerea continuă a altor porțiuni, din locurile mai îndepărtate, în zona activă.

Pentru malaxarea sau frământarea pastelor sunt necesare puteri mari. Amestecarea se face în șarje relativ mici.

În ordinea crescândă a consistenței masei de frământat, se folosesc următoarele malaxoare: agitatorul simplu cu brațe; agitatorul cu brațe și cu șicane; malaxorul cu bandă elicoidală; malaxorul cu vas rotativ și cu brațe; malaxorul cu brațe și cu rotație dublă; malaxorul planetar; malaxorul cu vas

Tabela 5

Amestecarea lichidelor cu solide

Cantitatea	Condițiile amestecării		Scopul	Agitatoare recomandate	Exemple
	Consistența	Caracteristica solidului			
S a r j e m i c i	Viscozitate aparentă ≤ 100 cP	Dif. de gr. sp. mică (< 1)	Suspensie simplă	10 11 12 13 4 1 21 22 23	Suspensie de CaCO_3 în apă
			Dispersie obișnuită	12 13 15 21 22 23 24 27 28	Dispersie de ceară în apă
			Dispersie maximă	24 28 32	
		Dif. de gr. sp. mare (> 1)	Disolvare lentă	4 12 13 16 18 34 21 22 23 24	Disolvare de săruri în apă
			Disolvare rapidă	28 23 24	
			Suspensie simplă	21 23 27 28	Suspensie de nisip în apă
			Dispersie obișnuită	22 23 24 27 28	Spălare de pigmenti
			Dispersie maximă	24 28 32	
			Disolvare lentă	4 12 13 16 18 34 21 22 23 24	Disolvarea metalelor în acizi
			Disolvare rapidă	28 23 24	
		Fibros	Suspensie simplă	1 4 10 21 23 27 28	Pasta de hârtie în apă (2%)
			Dispersie obișnuită	10 12 21 23 27 28	Amestecarea pastei de hârtie cu coloranți
			Dispersie maximă	21 23 24 27 28	
S a r j e m i c i	Viscozitate aparentă 100 - 2.500 cP	Dif. de gr. sp. mică (< 1)	Suspensie simplă	10 11 12 13 4 1 21 22 23	Suspensie de hidroxid de magneziu în apă
			Dispersie obișnuită	12 13 15 21 22 23 24 27 28	Argile în uleiuri
			Dispersie maximă	34 21 24 28 32	
		Dif. de gr. sp. mare (> 1)	Disolvare lentă	4 12 13 16 18 34 21 22 23 24	Disolvarea gumelor
			Disolvare rapidă	28	
			Suspensie simplă	21 23 27 28	Suspensie de iodură mercurică în alcool
			Dispersie obișnuită	22 23 24 27 28	Pigmenți de plumb în ulei de în
			Dispersie maximă	35 21 24 28 32	
			Disolvare lentă	4 12 13 16 18 34 21 22 23 24	Disolvarea litargiei în hidroxid de sodiu
			Disolvare rapidă	28	
		Fibros	Suspensie simplă	1 4 10 21 23 27 28	Pasta de hârtie 5% în apă
			Dispersie obișnuită	10 12 21 23 27 28	Amestecarea pastei de hârtie 5% cu coloranți
			Dispersie maximă	24 27	
S a r j e m i c i	Viscozitate aparentă 2.500 - 200.000 cP	Dif. de gr. sp. mică (< 1)	Suspensie simplă	11 12 13 21 22 23 24 27 28	Suspensie de bentonită în apă
			Dispersie obișnuită	12 16 17 18 27 28	Pudră de ardezie în asfalt
			Dispersie maximă	35 12 13 16 18 28 32	
		Dif. de gr. sp. mare (> 1)	Disolvare rapidă	28	Cauciuc în benzină
			Suspensie simplă	21 22 23 24 11 12 13 27 28	
			Dispersie obișnuită	12 16 17 18 27 28	Pigmenți de plumb în lacuri
			Dispersie maximă	35 12 13 16 18 28 32	
			Disolvare rapidă	28	
		Fibros	Suspensie simplă	22 23	Suspensie de hârtie 7% în apă
			Dispersie obișnuită	22	Amestecarea pastei de hârtie 7% cu coloranți
			Dispersie maximă	12	
			Disolvare rapidă	28	Disolvarea nitrocelulozei în solvenți

Tabela 5 (urmare)

Cantitatea	Condițiile amestecării			Agitatoare recomandate	Exemple
	Consistența	Caracteristica solidului	Scopul		
Sărje mari	Viscozitate aparentă < 100 cP	Dif. de gr. sp. mică (< 1)	Suspensie simplă	1 4 10 11 12 21 23 24 27 28	Clarificarea zahărului
			Dispersie obișnuită	12 24	Precipitarea aluminei
			Dispersie maximă	28 24	
			Disolvare lentă	4 10 12 23 24 27 28 15	Ghiată în apă
			Disolvare rapidă	27 28 23 24	
		Dif. de gr. sp. mare (> 1)	Suspensie simplă	23 24 27 28	
			Dispersie obișnuită	24 28	
			Dispersie maximă	28	
			Disolvare lentă	4 10 12 23 24 27 28 15	Disolvarea sulfatului de sodiu
			Disolvare rapidă	27 28	
		Fibros	Suspensie simplă	1 10 11 12 23 24 27 28	Pastă de hârtie 2% în apă
			Dispersie obișnuită	24	Amestecarea pastei de hârtie 2% cu alaun
			Dispersie maximă	28	
			Disolvare lentă	4 10 12 23 24 27 28 15	Disolvarea nitrocelulozei în solvenți
			Disolvare rapidă	27 28	
	Viscozitate aparentă 100 - 2 500 cP	Dif. de gr. sp. mică (< 1)	Suspensie simplă	10 11 12 21 23 24 15 3	Spălarea amidonului
			Dispersie obișnuită	12 24	
			Dispersie maximă	28 24	
			Disolvare lentă	4 10 12 23 24 27 28 15	
			Disolvare rapidă	27 28 23 24	
		Dif. de gr. sp. mare (> 1)	Suspensie simplă	27 28 3	Noroale metalurgice
			Dispersie obișnuită	24 28	Procesul de cianurare a aurului
			Dispersie maximă	28	
			Disolvare lentă	4 10 12 23 24 27 28 15	
			Disolvare rapidă	28	
		Fibros	Suspensie simplă	10 12 23 24 27 15	Pasta de celuloză 5% în apă
			Dispersie obișnuită	24	
			Dispersie maximă	28	
			Disolvare lentă	4 10 12 23 24 27 28 15	Disolvarea acetatului de celuloză în acetonă
			Disolvare rapidă	28	
	Viscozitate aparentă 2 500 - 200 000 cP	Dif. de gr. sp. mică (< 1)	Suspensie simplă	10 11 12 27 28 3 15	Trat. noroaielor reziduale
			Dispersie obișnuită	12 27 14 15	
			Disolvare lentă	10 12 27 28 3	
		Dif. de gr. sp. mare (> 1)	Suspensie simplă	12 27 28 3 15	
			Dispersie obișnuită	12 27 28 15	
			Disolvare lentă	10 12 27 28 3	
		Fibros	Suspensie simplă	21 23 24 15	Pastă de hârtie 7% în apă
			Dispersie obișnuită	10 12 21 23 24 15	Asbest în asfalt
			Disolvare lentă	10 12 27 28 3	Acetat de celul. în acetonă

rotativ și cu raclete; moara cu pietre călcătoare verticale (moara chiliană, co-lergangul); malaxorul cu palete; malaxorul cu brațe în Z; malaxorul cu brațe în S; calandru.

Exemple de paste: vopselele, argilele, aluatul pentru pâine, cauciucul. Consistența se determină cu viscosimetrul Gardner.

6. Amestecarea solidelor

Solidele se prezintă sub formă de pulberi sau de granule. Deoarece granulele mai mici, mai grele sau mai rotunde tind să se așeze la fundul vasului, iar cele mai mari, mai ușoare sau colțurate, la suprafață, sistemul de agitare trebuie să fie astfel construit, încât să readucă mereu la suprafață porțiuni de material dela fundul vasului.

Următoarele amestecătoare sunt indicate: amestecătorul cu agitator excentric; amestecătorul cu bandă elicoidală; amestecătorul cu tambur; amestecătorul cu dublu con; amestecătorul cu arbore oblic; amestecătorul cu raclete; moara cu pietre călcătoare verticale (moara chiliană, colergangul).

Puterea necesară pentru omogenizarea pulberilor se consideră (ca ordin de mărime) între 2 și 3 CP pentru 1000 kg.

INCERCĂRI DE LABORATOR CU MODELE DE AGITATOARE

Dintre factorii care intervin în operația de amestecare, posibilitatea de a obține produsul dorit cu un anumit agitator și timpul necesar agitării nu pot fi determinate decât de practică și de încercări experimentale cu aparate model, asemenea, din punct de vedere geometric, cu agitatorul presupus convenabil. De cele mai multe ori, rutina nu implică asigurarea că agitatoarele obișnuit folosite sunt și cele mai bune.

O încercare experimentală trebuie să furnizeze următoarele rezultate:

1. numărul de recirculări pe oră, în interiorul vasului, adică de câte ori trece produsul, în medie, prin zona de agitare, într-o oră (în special la agitatoarele cu elice și turbină);
2. care este locul cel mai avantajos în vas (sus, jos, la mijloc, central sau excentric), unde va trebui să lucreze agitatorul;
3. care trebuie să fie viteza generală în vas;
4. viteza periferică optimă a agitatorului;
5. viteza de circulație a lichidului la ieșirea din agitator, pentru agitatoarele cu elice;
6. puterea agitatorului în condițiile considerate optime;
7. timpul de agitare;
8. viscozitatea sau consistența materialelor care trebuie agitate (inițial și final).

X. SEDIMENTAREA

GENERALITĂȚI

Termenul „sedimentare” sau „îngroșare” înseamnă, în general, separarea prin depunere a particulelor solide care se află în suspensie într'un lichid sau, cu alte cuvinte, îndepărtarea parțială a lichidului din sistemul lichid eterogen, prin depunerea particulelor solide.

Sistemele lichide eterogene se împart în trei clase:

- 1) suspensii: sisteme lichide eterogene, formate dintr'un mediu de dispersie lichid și din particule solide dispersate în acesta;

2) emulsii : sisteme lichide eterogene, formate dintr'un mediu de dispersie lichid și din particule lichide ale unuia sau ale mai multor lichide dispersate în acesta ;

3) spume : sisteme lichide eterogene, formate dintr'un mediu de dispersie lichid și din particule de gaz dispersate în acesta.

1. Suspensi

Suspensiile se deosebesc între ele după conținutul în fază dispersă solidă și după gradul de dispersie al acesteia, adică după concentrația și după dimensiunile particulelor solide în suspensie.

Cu cât crește concentrația substanței solide, cu atât crește și viscozitatea sistemului lichid neomogen, până la un moment dat, când ia caracterul unui solid.

Dacă între suprafețele particulelor în suspensie și mediul de dispersie lichid nu există procese superficiale, ca : imbibare, adsorbție, etc., viscozitatea suspensiei poate fi determinată cu formula :

$$\eta = \eta_0 (1 + 4,5\varphi)$$

în care :

η este viscozitatea mediului de dispersie ;

η_0 — viscozitatea suspensiei ;

φ — conținutul de fază solidă (raportul între volumul fazei solide și volumul total al întregului sistem).

Formula se aplică, indiferent de gradul de dispersie al fazei solide, în toate cazurile în care concentrația suspensiei nu este încă atât de mare încât particulele solide în suspensie să se atingă unele de altele și când ele sunt încă suficient de mari pentru a sedimenta sub acțiunea gravitației.

Peste această limită a concentrației, particulele solide individuale se apropie atât de mult, încât, afară de frecarea internă a lichidului care umple spațiile dintre particulele în suspensie, apare și o forță de frecare a particulelor între ele și curgerea hidraulică se transformă în curgere plastică, iar formula (1) nu mai este valabilă.

La curgerea hidraulică, cantitatea de lichid care trece printr'o țeavă, datorită unei presiuni oarecare, este proporțională cu această presiune, oricare ar fi viscozitatea lichidului. Teoretic, pentru realizarea curgerii lichidului este suficientă aplicarea unei presiuni oricât de mici.

La curgerea plastică, afară de rezistențele de frecare care iau naștere la curgerea lichidului, intră în acțiune și forțele de coeziune intermoleculară. Astfel, până la o anumită valoare a forței aplicate, acțiunea ei va produce numai o deformare elastică și nu se va produce o deplasare a masei. Forța sau presiunea care trebuie aplicată corpului plastic pentru ca materialul dat să înceapă să curgă, este *presiunea critică*. Curgerea plastică are loc în limite relativ largi și este posibilă numai atunci când spațiul dintre particulele solide individuale este umplut cu lichid sau cu gaze, a căror prezență micșorează rezistența de frecare a particulelor între ele.

Limitele plasticității suspensiilor pot fi calculate teoretic, considerând că particulele în suspensie sunt sferice. Cele două variante limită posibile sunt reprezentate în fig. 1.

Când particulele sunt așezate ca în fig. 1 *a* unde ele sunt în contact mai strâns, concentrația limită a suspensiei este mai mare decât în cazul așezării particulelor ca în fig. 1 *b*.

Aceste concentrații limită pot fi calculate relativ ușor.



Fig. 1. Așezarea particulelor disperse într-o suspensie.

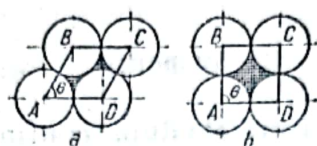


Fig. 2. Calculul concentrațiilor limită ale suspensiilor.

După fig. 2 *a*, cu așezare mai compactă a sferelor, dacă se unesc centrele lor se obține rombul $ABCD$, cu latura egală cu diametrul sferei, și cu unghiul dintre laturi egal cu 60° ; când sferile sunt așezate ca în fig. 2 *b*, la unirea centrelor lor se obține un pătrat, a cărui latură este deosemena egală cu diametrul

sferei și care are unghiul θ dintre laturi egal cu 90° . Pe cale geometrică se poate demonstra că limita concentrației unei suspensii, care reprezintă raportul limită dintre volumul particulelor disperse și volumul total al suspensiei, este, în cazul unei așezări mai puțin compacte a particulelor, adică pentru $\theta = 90^\circ$, 0,524, adică 52,4%, iar în cazul așezării mai compacte, adică pentru $\theta = 60^\circ$, 0,741, adică 74,1%. Aceste concentrații limită, teoretice, ar corespunde realității, dacă particulele ar avea formă sferică; practic însă, aceasta este departe de realitate și, datorită acestui fapt, multe suspensii își pierd complet plasticitatea în apropierea concentrației de 50% în volum.

Limita de plasticitate este determinată exclusiv de concentrația în suspensii a fazei solide. În raport cu gradul de dispersie al fazei solide, se deosebesc:

α) *Suspensii grosolane*, în care particulele solide disperse au dimensiuni mai mari decât 100μ .

β) *Suspensii fine*, în care particulele disperse ale fazei solide au dimensiuni dela 100μ până la aproximativ $0,5 \mu$. Ca aspect exterior, suspensiile fine par complet omogene. În suspensiile fine se produce așa numita mișcare browniană, adică particulele disperse ale fazei solide, din cauza dimensiunilor lor neglijabile și a ciocnirilor cu moleculele mediului de dispersie, capătă viteze îndreptate în diferite direcții.

γ) *Turbureli*, adică suspensii în care gradul de dispersie al fazei disperse corespunde unor dimensiuni ale particulelor de $100 m \mu$. Turburelele se găsesc încă în limitele vizibilității și particulele disperse solide care le formează pot fi detectate cu ajutorul ultramicroscopului. Ele se caracterizează printr-o mișcare browniană intensă, care nu lasă particulele disperse să sedimenteze sub acțiunea gravitației.

δ) *Soluții coloidale*, adică soluții în care particulele fazei disperse au dimensiuni eprinse între $100 m \mu$ și mărimea moleculelor.

2. Emulsii

Între anumite limite de dispersie a particulelor, emulsiile sunt puțin stabile și se stratifică relativ repede.

Dimensiunea critică sub care emulsiile devin stabile — adică dimensiunea particulelor disperse sub care stratificarea lichidelor care formează emulsia, nu se mai produce — este de aproximativ $0,4-0,5 \mu$.

Creșterea stabilității emulsiilor poate fi realizată prin adăugarea în amestec a așa numiților emulgatori, de exemplu sărurile alcaline ale acizilor grași (săpunurile). Acțiunea emulgatorilor constă în faptul că ei formează, în jurul picăturilor individuale ale fazei disperse, un strat de protecție, o peliculă, care împiedică contopirea picăturilor individuale. În general, însă, stabilitatea emulsiilor depinde, în mare măsură, de concentrația lor. Emulsiile cu emulgatori devin mai viscoase, cu creșterea concentrației, formând un strat gros cu un conținut mare de fază dispersă, care se adună, funcție de greutatea specifică a particulelor disperse, în partea inferioară sau superioară a vasului.

Deosebirea esențială între emulsii și suspensii constă în posibilitatea inversării fazelor, la emulsii. Această particularitate a emulsiilor constă în faptul că, la creșterea concentrației lor, când apare posibilitatea contactului direct între picături, acestea se contopesc într'un singur sistem comun, în care particulele disperse sunt reprezentate prin particulele mediului inițial de dispersie. Creșterea concentrației emulsiilor duce deci la inversarea fazelor: mediul de dispersie se transformă în fază dispersă, iar faza dispersă, în mediu de dispersie.

Frecarea internă sau viscozitatea emulsiilor, ca și a suspensiilor, variază în funcție de concentrație, iar viscozitatea maximă corespunde concentrației la care se produce inversarea fazelor.

Exprimând concentrația emulsiilor, ca și pentru suspensii, sub formă de raport între volumul fazei disperse și volumul total, viscozitatea emulsiilor se poate determina cu formula:

$$\eta = \eta_0 \frac{\sqrt[3]{\frac{1}{\varphi}}}{\sqrt[3]{\frac{1}{\varphi}} - 1} \quad (2)$$

în care:

- η este viscozitatea emulsiei;
- η_0 — viscozitatea mediului de dispersie;
- φ — raportul dintre volumul fazei disperse și volumul total.

DECANTAREA

1. Fazele decantării

În orice problemă de clarificare-decantare, raportul de diluție sau raportul greutatei lichidului față de greutatea suspensiilor solide are cea mai mare importanță. Dacă o pastă subțire, de exemplu o sgură metalurgică foarte mult diluată, este turnată într'un cilindru de sticlă și este lăsată să se depună, se observă o clarificare treptată a fazei disperse; particulele mai grosolane se depun la fundul cilindrului, cu o viteză relativ mare, în timp ce particulele mai fine, depunându-se cu o viteză mult mai mică, rămân în straturile superioare ale lichidului, așezându-se gradat, după dimensiuni. Toate particulele se mișcă liber și, cu excepția celor de dimensiuni coloidale, se depun cu o viteză constantă, care este exprimată matematic, prin formula lui Stokes.

Formula lui Stokes, pentru sedimentarea particulelor sferice, este următoarea:

$$w = \frac{gD^2(\rho_s - \rho)}{18\eta} \quad (3)$$

în care :

w este viteza de sedimentare, în cm/s;

D — diametrul particulei, în cm;

g — accelerația pământescă, în 981 cm/s^2 ;

ρ_s — densitatea particulei, în g/cm^3 ;

ρ — densitatea lichidului, în g/cm^3 ;

η — viscozitatea fluidului, în $\text{g/cm} \cdot \text{s}$;

Pentru apă la 20°C , $\rho = 1 \text{ g/cm}^3$ și $\eta = 0,010 \text{ g/cm} \cdot \text{s}$.

Exprimând pe w în mm/s și pe D în mm, formula lui Stokes devine, în cazul apei ca lichid dispersant :

$$\frac{w}{10} = \frac{981 \rho_s - 1}{18 \cdot 0,010} \left(\frac{D}{10} \right)^2$$

sau

$$w = 545 (\rho_s - 1) D^2. \quad (4)$$

Se observă că sedimentarea se face din ce în ce mai încet, pe măsură ce în suspensie rămân particule din ce în ce mai fine și că lipsește o delimitare netă între solidele depuse și lichidul de deasupra.

În tabela I este dată o caracterizare a reziduului format prin sedimentare.

Tabela I

Caracterul reziduului diferitelor tipuri de sisteme lichide neomogene

Tipul (concentrarea) lichidului	Caracterul reziduului	Descrierea	Exemple
Diluat	Reziduuri din particule independente	Particule sau flocoane care se depun independent; linie nedefinită de reziduuri. Depunere dependentă de mărimea particulelor	Apă turbure Apă reziduală
Intermediar	Fază reziduală	Zona superioară a reziduului de particule independente. Zona inferioară de reziduuri polidisperse Linia de demarcație slabă	Paste chimice și metalurgice
Concentrat	Reziduu polidispers	Linie definită a reziduului. Viteza de depunere crește cu creșterea concentrației solidelor. Viteza de depunere încetinită prin interferența particulelor.	Paste chimice și metalurgice
Compact	Reziduu compact	Flocoane și particule în contact intim. Reziduu format prin compresune.	Toate pastele — prin sedimentare — trec în această zonă.

Observând decantarea unei suspensii destul de diluate, de exemplu a unei suspensii de 10% solid (mineral) în apă, într'un cilindru de sticlă, se pot constata următoarele faze :

a) Faza inițială, în care suspensia se prezintă ca un lichid cu aspect omogen (fig. 3, E).

b) Faza de floclare, în care suspensia ia o structură floclentă și în care se formează, în timpul depunerii, patru zone distincte A, B, C și D (fig. 3, F). Primele particule care ating fundul cilindrului sunt granulele grosolane (de

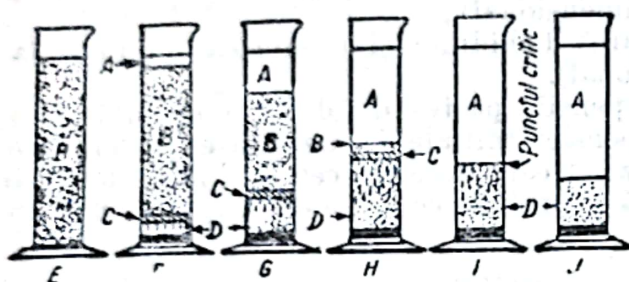


Fig. 3. Fazele sedimentării.

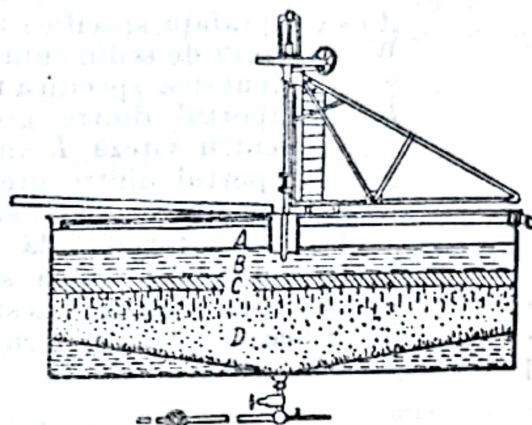


Fig. 4. Situația zonelor în decantarea continuă.

exemplu de nisip), care se pot găsi în suspensie. În considerațiile care urmează nu se mai ține seamă de stratul inițial de nisip; imediat după depunerea nisipului sau aproape în același timp, se depun flocoane v'scoase care umple spațiile dintre granulele mari. Aceasta este zona D, care poate fi definită ca acea porțiune a pastei în care flocoanele s'au depus. Deasupra zonei D se găsește o zonă de tranziție C. Pasta din zona C descrește în procent de solid, dela fund, unde concentrația corespunde celei din zona D, spre straturile superioare, în care consistența pastei floclate este aceeași ca a suspensiei inițiale. Peste zona C este zona B, care are o concentrație constantă în suspensie floclată. Zona superioară A este zona apei limpede sau a soluției. În cazul unui nomol care se separă foarte repede, zona A poate fi turbure la început, datorită materialelor fin divizate care rămân în suspensie. Mai târziu, aceste materiale foarte fine se depun deasemenea și lichidul rămâne limpede, afară de cazurile speciale când lichidul conține foarte puțini electroliți și când porțiunea A rămâne turbure pentru un timp îndelungat.

c) Faza intermediară, reprezentată în fig. 3, G și H, constă în creșterea zonelor A și D și în descreșterea zonei B; grosimea zonei C se menține constantă.

d) Faza critică, reprezentată în fig. 3, I, în care zonele B și C tocmai au dispărut.

e) Faza finală a depunerii (fig. 3, J), în care tasarea (îngroșarea) stratului D se termină.

În fig. 4 este arătată situația staționară a zonelor A, B, C și D într'un decantor continuu.

Deasupra este zona de apă limpede A, urmată de zona B din suspensie floclată, de consistență uniformă. Imediat dedesubt este zona de tranziție C și, la fund, zona de reziduu D.

2. Capacitatea de Ilmpezure

Relația dintre suprafața cerută decantorului și viteza de depunere a suspensiilor la diluțiile lor diferite, poate fi exprimată prin formula :

$$A = \frac{0,0378 (F - B)}{w\gamma_r} \quad (5)$$

în care :

- A este suprafața specifică a decantorului, în $m^2/t \cdot 24$ ore ;
- W — viteza de sedimentare a unei suspensii de diluția F , în m/h ;
- γ — greutatea specifică relativă a lichidului (nedimensional) ;
- F_r — raportul dintre greutatea lichidului și greutatea solidului, pentru viteza R (nedimensional) ;
- B — raportul dintre greutatea lichidului și greutatea solidului la descărcare (nedimensional).

Aplicând această formulă la suspensii (paste) de diferite densități, în ordinea diluției, dela densitatea suspensiei inițiale la densitatea celei care urmează să fie descărcată, se găsește zona care necesită cea mai mare unitate de suprafață ; această zonă determină suprafața ce trebuie prevăzută pentru pasta supusă încercării.

3. Capacitatea de îngroșare

Volumul necesar, într'un decantor, pentru zona de îngroșare, depinde în mod direct de durata de păstrare necesară nomolului spre a atinge concentrația dorită, și poate fi determinat cu formula :

$$V = \frac{0,0378 (\gamma_{r,s} - \gamma_{r,l})}{\gamma_{r,s} (\gamma_{r,p} - \gamma_{r,l})} \quad (6)$$

în care :

- V este volumul zonei de îngroșare, în $m^3/t \cdot 24$ ore ;
- $\gamma_{r,p}$ — greutatea specifică relativă medie a pastei îngroșate în timpul perioadei de compresie (nedimensional) ;
- $\gamma_{r,l}$ — greutatea specifică relativă a soluției clare (nedimensional) ;
- $\gamma_{r,s}$ — greutatea specifică relativă a solidului în pastă (nedimensional).

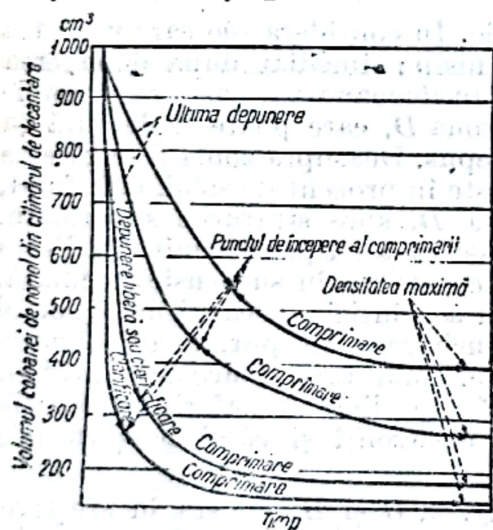


Fig. 5. Decantarea diferitelor tipuri de paste.

Există diferențe importante între caracteristicile decantării diferitelor suspensii (paste). Unele se îngroașă în câteva ore, trecând într'un nomol dens, în timp ce conținutul de lichid al altora, după ce s'au depus zile întregi, nu scade sub 95%. Aceste efecte se datoresc, în mare măsură, diferențelor în greutatea specifică a solidului și diferențelor între proprietățile fizice și de structură ale flocoanelor.

În fig. 5 se arată diferențele între vitezele de clarificare și de îngroșare ale diferitelor tipuri de paste.

4. Schimbarea stabilității coloizilor

În toate problemele de clarificare și de îngroșare, scopul este să se obțină rezultatele dorite, cu un decantor de suprafață cât mai mică, în condițiile de alimentare date: diluția, temperatura, gradul de floclare, mărimea particulelor, etc. Din formula (5) rezultă că viteza sedimentării sau a clarificării este unul din factorii determinați. Suprafața unui decantor variază invers proporțional cu viteza de depunere sau cu cea de clarificare, celelalte condiții rămânând constante.

Orice agent care are ca efect mărirea vitezei de depunere va aduce o scădere a suprafeței necesare rezervorului. Cum viteza de sedimentare este viteza de depunere a ultimelor particule care trebuie sedimentate, factorul determinant al întregii operații de sedimentare este viteza de depunere a celor mai fine particule. Pe măsură ce particulele rămase în suspensie devin mai fine, efectul gravitației este redus gradat și este, eventual, depășit de forțele de tensiune superficială și de mișcarea browniană, ajungându-se la o stare în care particulele coloidale dispersate rămân permanent în suspensie.

În practica metalurgică sunt considerate nisipuri particulele mai grosolane decât cele care trec prin sita nr 0,075.

Pastele metalurgice și chimice întâlnite în practică variază dela suspensiile cele mai fine, la suspensiile cele mai mari cu cantități relativ mici de material coloidal. Cel mai mare conținut de material coloidal se găsește în unele argile.

Teoria cea mai folosită pentru explicarea stabilității coloizilor este bazată pe presupunerea unei sarcini electrice purtate de particule, un fenomen de suprafață, derivat din adsorbția preferențială a ionilor pozitivi sau negativi prezenți.

Particulele încărcate la fel, fie toate cu sarcini pozitive, fie toate cu sarcini negative, se resping între ele și rămân dispersate în mediul lichid, în suspensie permanentă.

Pentru a distruge această condiție de stabilitate și a clarifica soluția, este necesar să se neutralizeze sarcina particulei, introducând o sarcină de semn opus, prin adăugarea, fie a unui electrolit, fie a unui alt coloid. Astfel, coloizii încărcati negativ sunt precipitați de ionii pozitivi, iar cei încărcati pozitiv, de ionii negativi; particulele neutralizate se aglomerează în flocoane, producând starea cunoscută sub numele de floclare. O exemplificare a unui astfel de efect al floclării, este întrebuintarea pietrei de var în cianurare.

5. Debitul aparatelor de decantare

Notații :

- V_0 — cantitatea de fază lichidă în suspensie, în m^3/h ;
- V_1 — cantitatea de fază lichidă limpezită, în m^3/h ;
- V_2 — cantitatea de fază lichidă în nomol, în m^3/h ;
- x_0 — concentrația suspensiei înainte de decantare, în kg de precipitat uscat la 1 kg fază lichidă;
- x_2 — concentrația nomolului, în kg precipitat uscat la 1 kg fază lichidă în nomol;
- w_0 — viteza de sedimentare, în m/s ;
- A — suprafața de sedimentare sau secțiunea rezervorului, în m^2 ;
- γ_1 — greutatea specifică a fazei lichide, în kgf/m^3 ;
- γ_2 — greutatea specifică a precipitatului uscat, în kgf/m^3 ;
- τ — durata de decantare, în h.

În absența pierderilor de lichid se poate scrie egalitatea $V_0 = V_1 + V_2$. Dacă lichidul limpezit formează un strat cu înălțimea h , atunci debitul orar al aparatului de decantare, în m^3 de lichid limpezit, se poate exprima prin egalitatea :

$$V_1 = \frac{Ah}{\tau} \quad (7)$$

iar durata de decantare τ , la o înălțime dată a stratului de lichid depinde de viteza de sedimentare și poate fi exprimată astfel :

$$\tau = \frac{h}{3600 w_0} \quad (8)$$

Înlocuind valoarea lui τ în ecuația (7) se obține :

$$V_1 = 3600 w_0 A \quad (9)$$

Ultima ecuație arată că debitul aparatului de decantare nu depinde de înălțimea lui, ci numai de viteza de sedimentare și de suprafața liberă a aparatului. De aici rezultă clar de ce, în construcțiile moderne de aparate de decantare, secțiunea liberă este foarte mare, iar înălțimea aparatului este mică.

Suprafața de sedimentare necesară pentru limpezirea a $V_1 m^3/h$ de lichid, la concentrațiile date x_0 și x_2 , se obține din ecuația (9), în care se înlocuiește $V_1 = V_0 - V_2$. În acest caz :

$$A = \frac{V_0 - V_2}{3600 w_0} \quad (10)$$

În absența pierderilor, cantitatea de material solid raportată la cantitatea de material uscat, conținut în suspensie înainte de decantare, rămâne invariabilă și, după decantare, trece în întregime în nomol, adică :

$$V_0 \gamma_1 x_0 = V_2 \gamma_1 x_2 \quad (11)$$

de unde :

$$V_2 = V_0 \frac{x_0}{x_2} \quad (12)$$

Înlocuind valoarea lui V_2 în ecuația (10), rezultă :

$$A = V_0 \frac{x_0 - x_2}{3600 w_0 x_2} \quad (13)$$

Ultima formulă se aplică în cazul introducerii continue a suspensiei în aparatul de decantare și al eliminării continue din aparat a lichidului limpezit.

CONSTRUCȚIA APARATELOR DE DECANTARE

1. Generalități

Procesul de decantare poate fi realizat în aparate cu funcționare periodică, semiperiodică și continuă.

In aparatele cu funcționare periodică, suspensia care trebuie decantată se introduce în decantor, unde rămâne, în stare de repaus, un anumit interval de timp necesar sedimentării particulelor. Apoi stratul de lichid limpezit se decantează, adică se scurge sifonul sau prin robinetele montate în pereții laterali ai aparatului, puțin mai sus de nivelul precipitatului sedimentat. Precipitatul sau nomolul se descarcă manual, prin partea superioară a aparatului, sau se elimină prin robinetul de scurgere dela fund.

In aparatele cu funcționare semiperiodică, suspensia curge continuu, prin rezervorul de decantare, cu viteza destul de mică, astfel încât particulele să aibe timp să se depună la fundul aparatului de decantare, înainte ca lichidul să iasă din aparat; la fundul aparatului se acumulează un strat de precipitat, care se elimină periodic.

In aparatele de decantare cu acțiune continuă, suspensia trece continuu prin aparat, iar precipitatul este evacuat continuu.

2. Decantoare cu funcționare periodică

Dimensiunile și forma aparatelor de decantare periodică depind de concentrația suspensiei, de viteza de sedimentare și de durata diferitelor perioade ale procesului.

Cu cât particulele sunt mai mari, cu atât viteza lor de decantare este mai mare și, deci, aparatul de decantare are dimensiuni mai mici.

Datorită faptului că viteza de sedimentare a suspensiei este invers proporțională cu viscozitatea și faptului că viscozitatea scade cu creșterea temperaturii, este convenabil ca procesul de decantare să fie însoțit de încălzire. Dispozitivele de încălzire trebuie construite și așezate astfel încât să nu se producă curenți verticali de lichid, care împiedică sedimentarea. Prin așezarea verticală a elementelor de încălzire, pe toată înălțimea aparatului de decantare, se realizează o temperatură uniformă și se obține aceeași densitate a lichidului pe toată înălțimea aparatului.

Decantarea suspensiilor și a emulsiilor în stare de repaus poate fi realizată în orice rezervor, dar aparatele de decantare pentru cantități mici de suspensie se construiesc de obicei sub formă de rezervoare cilindrice, verticale, cu o deschidere pentru descărcarea nomolului și cu câteva robinete, așezate la diferite niveluri, pentru evacuarea lichidului limpezit.

3. Decantoare cu funcționare semiperiodică

Pentru decantarea unor cantități mari de lichid, de exemplu, la condiționarea apelor potabile sau a celor industriale, se construiesc decantoare în formă de rezervoare mari de beton, cu acțiune semiperiodică; lichidul curge continuu, iar precipitatul se elimină periodic.

În fig. 6 este reprezentat un aparat de decantare cu funcționare semiperiodică.

Aparatele de decantare cu funcționare semiperiodică sunt de obicei recipiente în formă de piramidă răsturnată, cu o înclinare a pereților de 70 grade. Corpul aparatului de decantare este o cuvă paralelipipedică de oțel, în interiorul căreia sunt așezați pereți despărțitori înclinați, care dirijează curentul, alternativ, de sus în jos și apoi de jos în sus. Nomolul se adună în rezervoarele inferioare.

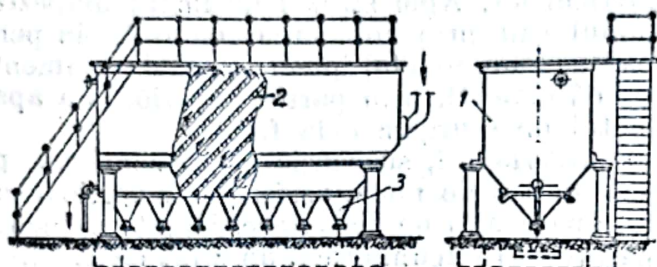


Fig. 6. Aparat de decantare cu acțiune semiperiodică:

1—corpul aparatului; 2—pereți despărțitori înclinați;
3—rezervoare pentru nomol.

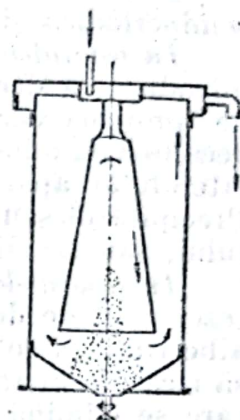


Fig. 7. Schema unui aparat de decantare cu funcționare semiperiodică, cu pereți despărțitori conici.

rioare, de unde se elimină periodic prin robinete. Ca exemplu de aparat de decantare cu funcționare semiperiodică de dimensiuni mai mici poate servi aparatul de decantare folosit la epurarea apei în instalațiile de cazane. În fig. 7 este reprezentată schema unui vas de decantare cu funcționare semiperiodică, prevăzut în interior cu un perete despărțitor conic, care nu ajunge până la fund.

Suspensia intră în interiorul conului, coboară spre fund, particulele în suspensie se depun, iar lichidul limpezit se ridică și deversează peste rigola circulară din partea superioară a decantorului. Nomolul care se adună în partea conică a aparatului se descarcă periodic.

4. Decantoare cu funcționare continuă

În cazurile când suspensia conține un procent ridicat de particule solide, apare necesitatea descărcării continue, nu numai a fazei lichide ci și a precipitatului.

Cele mai simple aparate de decantare cu funcționare continuă sunt așa numitele conuri, care se folosesc pe scară mare la clasificarea umedă a minerurilor.

În fig. 8 este reprezentată schema unui aparat pentru decantarea apei. Apa brută se tratează cu sodă și var în rezervorul 1, iar amestecul curge în corpul 2 al aparatului de decantare, cu pereți despărțitori conici și coaxiali 3. Fiecare pâlnie conică funcționează ca un aparat de decantare independent. Apa curată se mișcă în sus, spre tubul central; apoi iese din aparat prin conducta 4. Nomolul care se depune pe suprafața pereților despărțitori conici alunecă în jos și se elimină prin racordul 5.

Pentru asigurarea alunecării nomolului, unghiul de înclinare al pereților despărțitori trebuie să fie mai mare decât unghiul căderii libere a precipitatului.

Nomolul care se adună la fund se elimină din rezervor împreună cu o cantitate mică de apă.

Decantorul în formă de con din fig. 7 este un decantor mecanic automat. Operația continuă poate fi asigurată, dacă aparatul este echipat cu dispozitive pentru îndepărtarea continuă a soluției limpezite și pentru descărcarea nomolului îngroșat.

Aparatul din fig. 9 constă dintr'un rezervor conic cu unghiul la vârf de

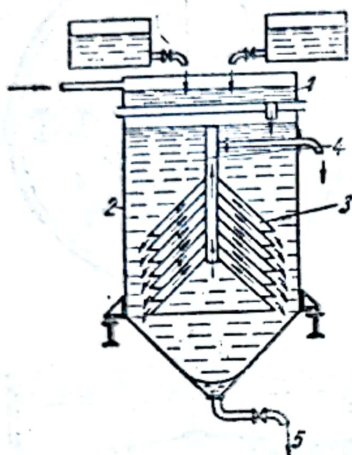


Fig. 8. Decantor cu con :

1—rezervor; 2—corpul aparatului de decantare; 3—pereti despărțitori conici; 4—conductă pentru eliminarea apei epurate; 5—conductă pentru evacuarea noroiului.

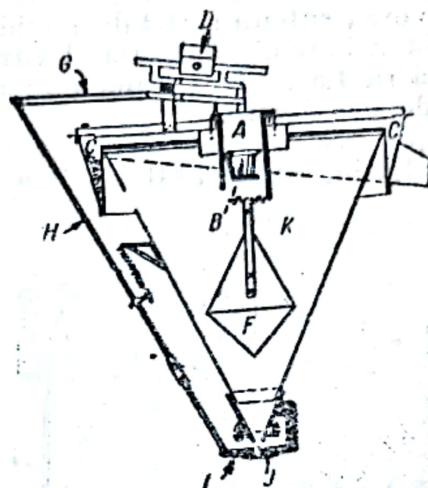


Fig. 9. Decantor conic.

o rigolă periferică de deversare, pentru evacuarea lichidului limpezit. Alimentarea se face central prin A, soluția limpezită se scurge pe deasupra, în rigola periferică C, iar solidele se depun la baza conului K. Șicana B, în alimentator, înlătură agitațiile nedorite.

Particulele solide care se depun în conul K măresc densitatea conținutului până când nivelul nomolului face ca corpul F să se ridice. Această mișcare a corpului F este transmisă, prin intermediul pârgiilor G, H și I, la valva J, care, fiind ridicată de pe orificiul din vârful unghiului conului, permite descărcarea nomolului.

Greutatea D influențează greutatea totală a sistemului mobil. Schimbând greutatea D sau poziția ei, se modifică consistența nomolului pentru care corpul F este pus în mișcare.

Decantorul din fig. 10 are unghiul conului de 60°. Alimentarea se face printr'un alimentator cufundat pe jumătate în lichid, așezat central în partea de sus a decantorului, iar colectarea lichidului limpezit este asigurată de o rigolă periferică.

Nomolul decantat este descărcat din fundul decantorului printr'o valvă-dop sau printr'un sifon ajustabil. Sifonul este ajustabil pentru a putea varia densitatea noroiului.

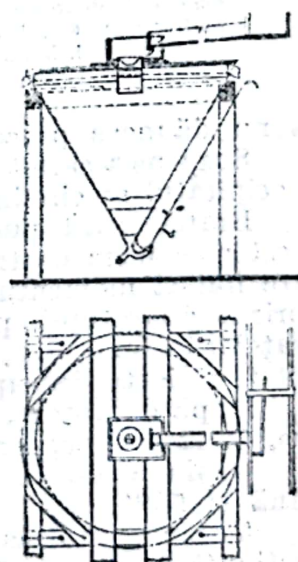


Fig. 10. Decantor conic.

Cel mai răspândit aparat de decantare cu funcționare continuă este decantorul circular cu brațe colectoare de nomol, reprezentat în fig. 11. El este format dintr'un bazin cilindric 1, cu fund plan sau puțin conic, în care se rotesc brațe cu greble 2 al cărui arbore vertical este suspendat la partea superioară a aparatului.

Pe greblele brațelor sunt fixate raclete scurte de oțel, sub un astfel de unghi, încât, la rotația arborelui, materialul care sedimentează să fie împins treptat spre orificiul central de descărcare.

Brațele se rotesc cu o turație de 1,5–3 rot/min, adică atât de încet, încât

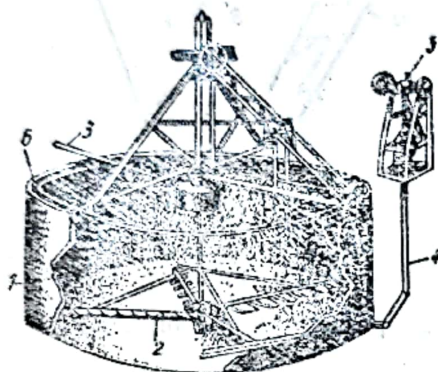


Fig. 11. Decantor circular (ingroșător) cu brațe colectoare de nomol:

1—rezervor; 2—braț cu greble; 3—jghiab pentru introducerea suspensiei; 4—conductă pentru eliminarea nomolului; 5—pompa cu diafragmă; 6—jghiab de scurgere pentru lichidul decantat.

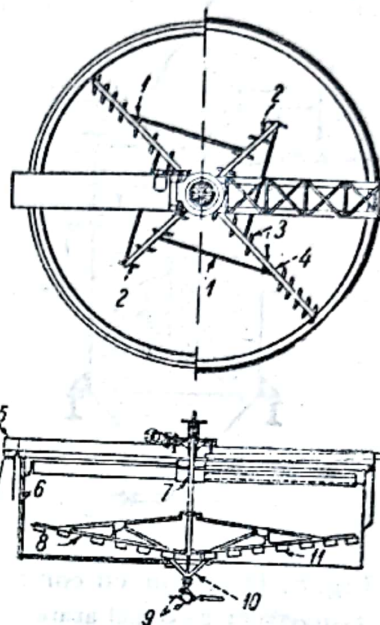


Fig. 12. Decantor circular cu greble:

1—tijă de legătură; 2—brațele scurte; 3—greble; 4—brațele lungi; 5—suportul mecanismului; 6—cuva; 7—butucul arborelui; 8—braț; 9—valve; 10—conul de descărcare; 11—greble.

să nu dăuneze procesului de sedimentare.

Suspensia care trebuie decantată se introduce continuu prin jghiabul 3, iar precipitatul se elimină prin conducta 4, cu ajutorul pompei cu diafragmă 5.

Brațele sunt puse în funcțiune cu ajutorul unei curele de transmisie; acest mecanism de transmisie este prevăzut cu un dispozitiv de semnalizare, care indică momentul supraîncărcării aparatului. Datorită faptului că, după oprirea aparatului, precipitatul se tasează repede, pentru ușurarea punerii brațelor în funcțiune, există un dispozitiv cu ajutorul căruia greblele cu raclete pot fi ridicate deasupra stratului de nomol.

După decantare, lichidul deversează peste jghiabul de evacuare 6, instalat sus, în lungul periferiei rezervorului. Ingroșarea nomolului sau concentrația lui depinde de concentrația inițială a suspensiei și ajunge, uneori, până la 50%.

Mecanismul decantorului din fig. 12 constă dintr'o tijă verticală centrală, susținută de o consolă pe suprastructură. De la capătul inferior al tijei verticale se desprind patru brațe radiale, dintre care două sunt lungi și două scurte. Aceste brațe sunt înclinate față de planul orizontal, astfel încât greblele fixate în partea inferioară a brațelor, mătură la fiecare mișcare de rotație întreaga suprafață a fundului, aducând încet particulele solide depuse, către orificiul central de descărcare.

Caracteristică este construcția care ridică automat brațele cu greble când, în mișcarea lor de rotire, întâlnesc o suprasarcină și le coboară din nou în poziția lor normală de lucru, după ce au trecut de obstacol. În centrul rezervorului este o coloană fixă construită din oțel sau din beton, pe vârful căreia este montată, puțin deasupra nivelului apei, unitatea care conduce mecanismul.

Fig. 13 reprezintă, o altă construcție a brațelor unui decantor circular. În jurul coloanei centrale sunt două sau patru brațe radiale, prinse astfel, încât sunt libere să se ridice sau să coboare, pivotând în jurul punctului lor

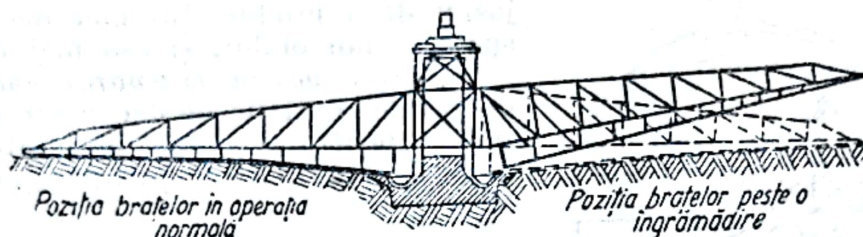


Fig. 13. Decantor circular cu brațe articulate.

de susținere. Dacă brațele întâlnesc un obstacol, o grămadă de particule solide grele, dinții greblelor sapă în primul rând o intrare în această grămadă, apoi mătură grămada de particule solide, nielând suprafața. Astfel, datorită marii mobilități a brațelor sale, acest decantor funcționează cu randament bun și în cazuri pe care tipul precedent de decantor nu putea să le rezolve.

5. Decantoare cu talere

Pentru micșorarea suprafeței de teren ocupate, decantoarele se construiesc uneori în baterii formate prin suprapunerea câtorva decantoare de dimensiuni mai mari.

În fig. 14, se reprezintă un decantor cu talere al cărui rezervor este subdivizat într-o serie de compartimente de decantare scunde, suprapuse, prin talere de oțel ușor conice, fixate de peretele rezervorului. Fiecare compartiment are conducte proprii, pentru alimentare cu suspensie și pentru evacuarea soluției limpezite. Particulele solide depuse în fiecare compartiment sunt descărcate, datorită gravitației, printr-o deschidere centrală, în compartimentul imediat inferior. Puțin deasupra marginii superioare a rezervorului se găsește un bazin de alimentare, dela care pornesc conductele de alimentare la fiecare compartiment. La capetele țevelor care evacuează lichidul limpezit se găsesc inele ce se pot ajusta și care garantează buna reglare a volumului de lichid limpezit din fiecare compartiment, menținând în fiecare dintre acestea, un strat de nomol de grosime convenabilă. Tot nomolul care ajunge în compartimentul inferior, este îndepărtat continuu de o pompă cu diafragmă.

Acest tip de decantor, care este similar, în principiu și în majoritatea detaliilor de construcție, cu decantorul cu un singur compartiment, oferă capacitatea maximă pe unitatea de suprafață.

În fig. 15 este reprezentat un aparat de decantare cu talere, care lucrează cu spălarea nomolului. Metoda de decantare continuă cu spălarea nomolului, prezintă avantaje față de spălarea pe filtru, deoarece reduce consumul de energie necesar pentru trecerea întregii cantități de lichid prin suprafața

filtrantă. Suspensia care trebuie decantată se introduce continuu în conul superior al corpului 1 al decantorului. Apa de spălare proaspătă intră, din rezervorul 2, în partea inferioară a penultimului con. Pe măsură ce lichidul din conul superior se decantează, el se elimină continuu prin jghiabul așezat la partea superioară a aparatului de decantare și pleacă prin conducta 3. Nomolul concentrat se adună în adâncitura care se găsește la fundul conului. Tot aici se introduce și apa de spălare, care intră din conul situat mai jos, prin rezervorul respectiv 4 și prin conducta care vine din 4. Cu ajutorul apei de spălare, nomolul este antrenat pe conul așezat mai jos, unde se produce din nou decantarea și spălarea nomolului, și așa mai departe.

Pompe pentru evacuarea noroiului. În operațiile continue de decantare se folosesc pompe pentru evacuarea noroiului. Se construiesc două tipuri de pompe cu diafragmă,

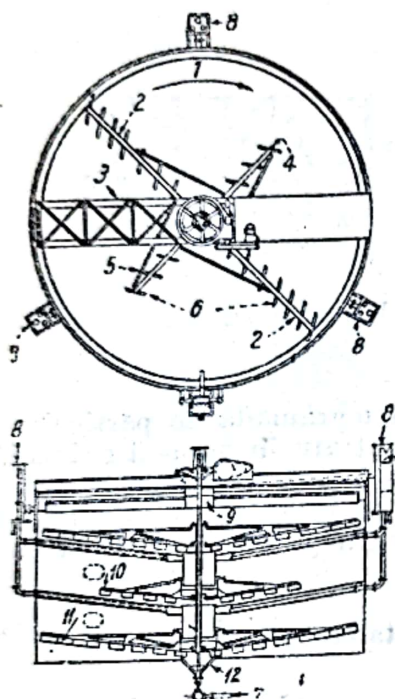


Fig. 14. Decantor cu talere :

- 1—direcția de rotire; 2—brațele lungi; 3—suportul mecanismului; 4—brațele scurte; 5—tijă de legătură; 6—greble; 7—conducta de scurgere; 8—prea plin; 9—butucul arborelui; 10—brat; 11—greble; 12—con de scurgere.

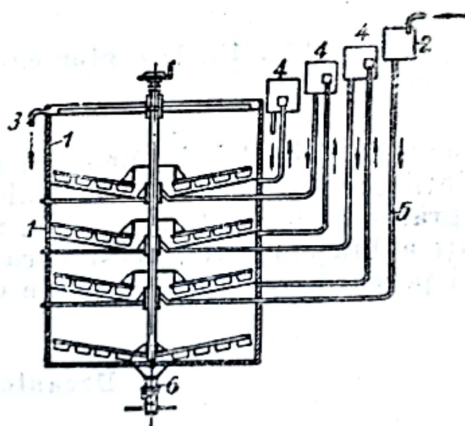


Fig. 15. Decantor cu spălarea nomolului :

- 1—corpul decantorului; 2 rezervoar pentru apă de spălat proaspătă 3—conductă pentru lichidul decantat; 4—rezervoar pentru apă de spălare; 5—conductă pentru apa de spălare; 6—racord pentru evacuarea noroiului.

și anume : tipul de pompă cu aspirație și tipul de pompă cu presiune.

6. Alegerea tipului de decantor mecanic continuu

Alegerea tipului de decantor mecanic continuu pentru manipularea unei suspensii date se bazează pe considerentele următoare :

α) *Suprafața de bază ocupată.* Tipul de decantor cu mai multe compartimente suprapuse (fig. 14) este tipul care are cea mai mare capacitate de separare, suprafață de depunere și volum pe unitatea de suprafață ocupată.

β) *Conservarea căldurii.* Același tip de decantor poate fi ușor acoperit și deci izolat contra pierderilor de căldură prin vaporizare.

γ) *Capacitatea mare de greblare și soliditatea structurală.* Decantorul circular cu brațe acționate dela periferie are cea mai mare capacitate de greblare pe

unitatea de suprafață, iar puterea este aplicată la capătul unui braț lung; utilizează dinți de greblă mai largi și mai lungi decât oricare alt tip.

c) *Manipularea materialelor corozive*. Pentru soluții acide sau bazice, cel mai indicat tip de decantor este cel cu un singur compartiment (conducere centrală).

e) *Suprasarcini periodice*. Se recomandă tipul de separator cu brațe care se ridică și se coboară automat, adaptându-se perfect condițiilor speciale de lucru.

DECANTAREA CONTINUĂ ÎN CONTRACURRENT

1. Generalități

Decantarea continuă în contracurent (prescurtat D.C.C.) este un procedeu continuu pentru spălarea particulelor solide fin divizate, ca nomolul mineralelor, precipitate chimice, reziduuri din operații de spălare, etc., pentru a le separa de lichidele care conțin substanțe dizolvate.

Instalația constă dintr-o serie de decantoare continue, pe care reziduul decantat le parcurge succesiv, el fiind diluat, după fiecare decantare, prin lichidul limpezit în decantorul următor al sistemului și care circulă deci în direcție contrară.

Scopul decantării în contracurent este de a obține o eficacitate mare de spălare (separarea substanțelor solubile de materialele insolubile), cu un număr minim de decantări și cu întrebuințarea unei cantități minime de lichid de spălare. Componentul care interesează din pasta cu care este alimentat sistemul decantării în contracurent este, fie soluția, fie particulele solide, fie amândouă.

2. Întrebuințarea D.C.C. în procese chimice

Acest sistem este aplicat în toate problemele de inginerie chimică în care o pastă, formată dintr-o soluție și din particule solide sedimentabile, foarte fin divizate, trebuie întâi separată în cei doi constituenți urmând ca particulele solide să fie apoi spălate, în scopul de a recupera soluția antrenată de ele sau în scopul de a purifica particulele solide, prin îndepărtarea soluției.

Exemple. Sulfatii de aluminiu. Minereul de bauxită, care conține oxid de aluminiu, tratat cu acid sulfuric, dă o soluție de sulfat de aluminiu care are în suspensie resturi de rocă insolubile, în special silice. Tratarea prin D.C.C. a acestei paste dă o soluție de sulfat de aluminiu, care este apoi concentrată și cristalizată, și un reziduu de silice spălat, liber de sare de aluminiu.

Soda caustică. Leșia de carbonat de sodiu, caustificată cu var, formează o soluție de sodă caustică în care se află în suspensie carbonat de calciu. Tratarea prin D.C.C. a acestei suspensii duce la o soluție concentrată de sodă caustică și la un precipitat de carbonat de calciu spălat.

Acidul fosforic. Fosfatul natural, tratat cu acid sulfuric, duce la o soluție de acid fosforic în care se află în suspensie particule fin divizate de sulfat de calciu. Acidul fosforic, ca și gipsul, sunt separate prin D.C.C.

3. Considerații teoretice

Fig. 16 reprezintă schema unui sistem simplu de decantare în contracurent. Presupunând că în cele trei reactoare continue R_1 , R_2 , R_3 are loc o reacție chimică prin care se produce o pastă formată dintr-o soluție concentrată și

din particule solide insolubile, se cere să se separe soluția și particulele solide în stare cât mai pură, și cu cea mai mică reducere a concentrației soluției.

Această pastă este trimisă în primul dintre cele trei decantoare continue D_1 , D_2 , D_3 montate în serie.

Nomolul pompat din decantorul D_1 este trecut din nou în pastă cu soluția diluată limpezită care provine din decantorul D_3 și pasta astfel formată se lasă să sedimenteze în decantorul D_2 . Soluția limpezită din decantorul D_2 , mai

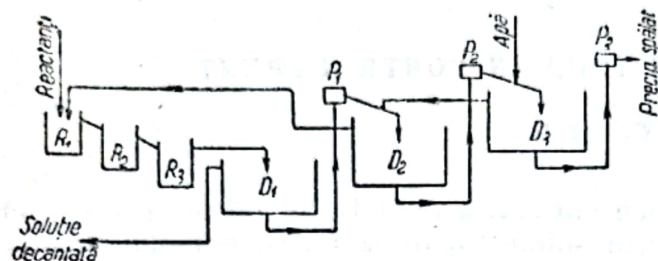


Fig. 16. Decantarea simplă în contracurent :

R_1 , R_2 , R_3 —reactoare ; D_1 , D_2 , D_3 —decantoare ;
 P_1 , P_2 , P_3 —pompe de noroi.

molului din decantorul D_1 . Nomolul descărcat din separatorul D_3 reprezintă particule solide gata spălate. Soluția care se obține din decantorul D_1 este o soluție concentrată finită.

În D.C.C., particulele solide sunt purtate în contracurent cu soluția de spălare și sunt săracite progresiv în conținutul de săruri solubile, prin contactul cu soluții de spălare din ce în ce mai diluate.

Exemplu : 100 t pulbere conținând 50 % solubil este spălată zilnic prin decantare în contracurent cu 425 t apă; precipitatul insolubil depus conține 60 % apă. Se cere : concentrația soluției în cele trei decantoare, eficacitatea spălării prin D.C.C. și conținutul de solubile în precipitatul final.

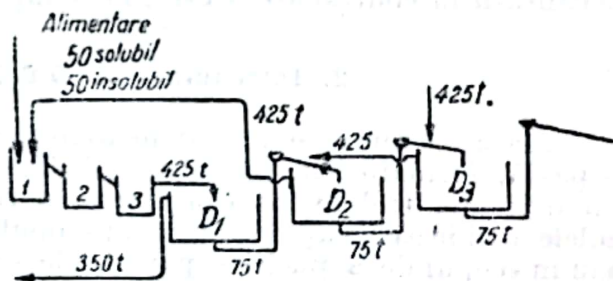


Fig. 17. Schema decantării simple în contracurent.

a) *Bilanțul materialelor* (fig. 17).

Insolubil în precipitatul fiecărui decantor : 50 t/zi.

Apă în precipitatul fiecărui decantor : $50 \cdot 60/40 = 75$ t/zi.

Apă în soluția decantată în D_3 : $425 + 75 - 75 = 425$ t/zi.

Apă în soluția decantată în D_2 : $425 + 75 - 75 = 425$ t/zi.

Apă în soluția decantată în D_1 : $425 - 75 = 350$ t/zi.

b) *Concentrația soluțiilor decantate.*

Notând cu x_1 , x_2 , x_3 concentrația soluțiilor decantate în D_1 , D_2 , D_3 , în kilograme solubil pe tona de apă, rezultă, din bilanțul solubilului, în fiecare decantor :

$$\text{în } D_1 : 350x_1 + 75x_1 = 425x_2 + 50\,000$$

$$\text{în } D_2 : 425x_2 + 75x_2 = 425x_3 + 75x_1$$

$$\text{în } D_3 : 425x_3 + 75x_3 = 75x_2$$

din care se obține :

$$x_1 = 142,1 \text{ kg/t} ; x_2 = 23,0 \text{ kg/t} ; x_3 = 3,53 \text{ kg/t}.$$

c) *Eficacitatea spălării.*

Solubil în soluția rezultată din D_1 :

$$350 \cdot 142,1 = 49\,735 \text{ kg/zi}$$

Solubil introdus în instalație: 50 000 kg/zi

Eficacitatea spălării prin D.C.C.:

$$100 \cdot 49\,735 / 50\,000 = 99,47\%$$

d) *Conținutul de solubile în precipitatul final*

Precipitatul final conține:

Insolubil:	= 50	t/zi
Apă:	= 75	t/zi
Solubil:	$3,53 \cdot 75 / 1\,000$	= 0,26 t/zi
Total		125,26 t/zi

Conținutul în solubile:

$$100 \cdot 0,26 / 125,26 = 0,21\%$$

4. Procedee de decantare în contracurent

Procedeuul simplu de decantare în contracurent descris mai sus este cel mai răspândit în operațiile de acest fel; pentru cazuri speciale s'au dezvoltat și alte variante dintre care se menționează:

a) *Procedeuul cu dublă reacție* (fig. 18). Cu acest procedeu, operațiile de spălare, digerare sau caustificare se efectuează în două stadii, cu un stadiu intermediar de decantare, spre a efectua o schimbare a soluției. Acest procedeu ușurează îndepărtarea rapidă a soluțiilor finite și supune solidele incomplet tratate la o agitare suplimentară, în condiții controlate cu grijă.

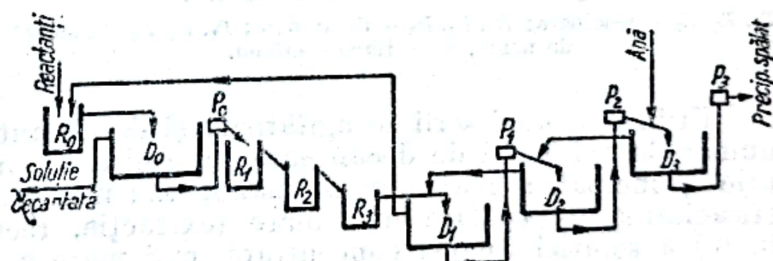


Fig. 18. D.C.C. cu dublă reacție.

R_0, R_1, R_2, R_3 — reactoare; D_0, D_1, D_2, D_3 — decantoare;
 P_0, P_1, P_2, P_3 — pompe de noroi.

Este des folosit la cianurarea minereurilor de aur, primul stadiu de spălare având loc în mori umede care trec minereul în soluție de cianură. Când procedeuul se utilizează în tratarea dublă cu acid, acidul adăugat în primul stadiu este în cantitate mai mică decât cantitatea necesară pentru a completa extragerea și, în al doilea stadiu, este în exces, pentru a completa extragerea materialelor solubile rămase, asigurând o soluție finală bazică și o recuperare completă a materialului insolubil. În dubla caustificare a soluției de carbonat de sodiu se utilizează în prima fază, un exces de var, iar în a doua, un exces de carbonat de sodiu. Aceasta duce la: 1) o reacție rapidă în faza întâia, datorită prezenței excesului de var și 2) la o utilizare relativ completă a excesului de var în timpul reagitării următoare a nomenclurii cu un exces de carbonat de sodiu.

DM. 1899/2

β) *Procedeul cu agitare intermediară* (fig. 19). Când reziduu de reacție are putere absorbantă mare și amestecarea obținută a nomolului și a soluției de spălare nu dă rezultate satisfăcătoare, se instalează agitatoare mici, între decantoare, astfel încât se pot pune în libertate materialele solubile adsorbite de constituenții solizi ai nomolului.

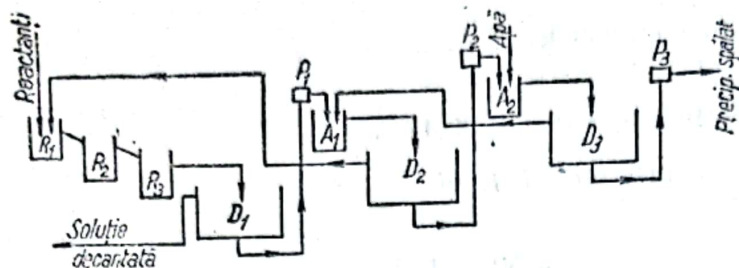


Fig. 19. D.C.C. cu agitare intermediară.

R_1, R_2, R_3 — reactoare; D_1, D_2, D_3 — decantoare; P_1, P_2, P_3 — pompe de noroi; A_1, A_2 — agitatoare.

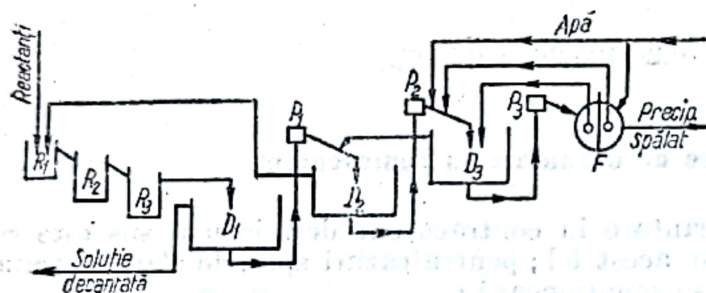


Fig. 20. D.C.C. cu filtru final :

R_1, R_2, R_3 — reactoare; D_1, D_2, D_3 — decantoare; P_1, P_2, P_3 — pompe de noroi; F — filtru continuu.

Utilizarea unei serii de agitatoare și de decantoare continue în locul unui număr de agitări și de decantoare intermitente prezintă următoarele avantaje principale: mai puțină manoperă; mai puțin abur pentru încălzire; eficacitatea de spălare mai mare (extracție, recuperare); temperatură mai înaltă a soluției finale; concentrare mai mare a soluției finale; mai puține decantoare și suprafață ocupată mai mică; control chimic mai ușor.

Datele prezentate în tabela 2 sunt date medii, obținute în operații bine conduse, și sunt reprezentative pentru rezultatele obținute în practică.

Rezultate obținute la decantarea în contracurent

Tabela 2

	Sulfat de aluminiu Mineriu de bauxită	Sodă caustică $\text{Ca}(\text{OH})_2$ Na_2CO_3	Acid fosforic Fosfat natural $\text{H}_2\text{SO}_4, 50^\circ\text{Bé}$
a) solid			
b) lichid	$\text{H}_2\text{SO}_4, 50^\circ\text{Bé}$	91,5 %	97 %
Extracție în agitatoare	98,5 %	caustificare	
Concentrația soluției finale	35° Bé (fierbinte)	15,8° Bé fierbinte	30° Bé (22 % P_2O_5)
Temperatura soluției finale	90 °C	74°C	—
Numărul agitatoarelor	4	3	3
Numărul decantoarelor	3	3	6
Eficacitatea spălării	99 %	99,3 %	99 %
Recuperare totală	97,5 % Al_2O_3	—	96 % P_2O_5

Sistemul D.C.C. complet, într'o singură unitate. Decantorul de spălare cu talere (fig. 21) se deosebește de decantoarele descrise mai înainte prin compartimentele sale numeroase, care funcționează în serie, ca și decantoarele unei instalații decantare în contracurent, și nu în paralel, cum funcționează compartimentele celorlalte tipuri de decantoare.

In acest decantor, toate cele cinci compartimente funcționează în serie, spre a da cinci trepte de spălare în contracurent.

Suprafețele ușor hașurate indică soluțiile (cu cât hașurile sunt mai puternice umbrite cu atât soluția este mai concentrată). Alimentarea se face în compartimentul superior, central. Soluția concentrată este evacuată printr-o rigolă periferică. Particulele solide se depun la fund, sunt greblate spre centru și curg în compartimentul inferior. Soluția de spălare intră aici pentru a trece din nou în pastă și pentru a dilua nomolul depus, înainte de a fi lăsat să se depună din nou în compartimentul al doilea.

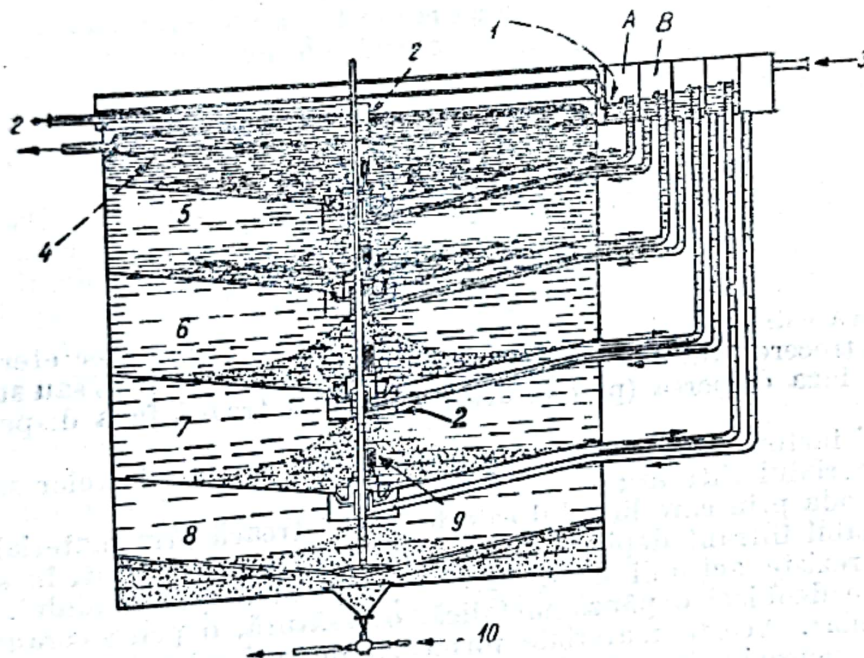


Fig. 21. D.C.C. într-o singură unitate:

Fig. 21. D.C.C. într-o singură etapă.

1 — soluție din compartimentul 2 (trece în procesul tehnologic sau în primul compartiment); 2 — alimentare; 3 — apă de spălare; 4 — compartimentul 1; 5 — compartimentul 2; 6 — compartimentul 3; 7 — compartimentul 4; 8 — compartimentul 5; 9 — aerisire; 10 — apă sub presiune sau aer comprimat.

Soluția de spălare utilizată în compartimentul al doilea este soluția care se scurge din compartimentul al treilea și este controlată în secțiunea B, a cutiei prea-plinului. Soluția din compartimentul al doilea este controlată în secțiunea A a cutiei prea-plinului și, în general, este readusă la agitator sau în primul compartiment. Nomolul depus trece din compartimentul al doilea în compartimentul al treilea, așa cum s'a arătat mai sus, fiind trecut din noul compartiment al treilea, diluată care se scurge din compartimentul al

patrilea. Operația este repetată în compartimentul al patrulea și apoi în compartimentul al cincilea sau ultimul. În fiecare compartiment, nomolul este trecut din nou în pastă cu soluția diluată de spălare care se scurge dintr'un compartiment inferior de decantare, iar nomolul trece în compartimentul următor de spălare și soluția limpede este colectată și utilizată pentru spălare într'un compartiment superior. Deci particulele solide trec în jos, din compartiment în compartiment, în sens contrar unui curent de soluție de spălare și, la sfârșit, de apă proaspătă.

Tipul de decantor de spălare cu talere este potrivit la operațiile de decantare în contracurent cu debite relativ mici, în care suprafața de bază este limitată. Este recomandat în special pentru manipularea soluțiilor fierbinți, deoarece pierderile de căldură sunt mai reduse.

XI. FILTRAREA

GENERALITĂȚI

Filtrarea este operația de separare a fazelor unui amestec eterogen solid-lichid prin trecerea amestecului (suspensiei) printr'o suprafață sau strat filtrant care reține faza dispersă (precipitatul) și lasă să treacă faza dispersantă (filtratul).

Cei doi factori care trebuie considerați la construcția filtrelor sunt :

1) materialul filtrant ;

2) metoda prin care lichidul este forțat să treacă prin materialul filtrant.

Materialul filtrant depinde de natura lichidului de filtrat, în sensul că el trebuie să reziste acțiunii de disolvare și agresivității lichidului. Materialul filtrant este de obicei o pânză metalică, o țesătură, o placă ceramică sau un strat granular. Aceste materiale formează deseori numai un suport pentru reținerea suspensiei la începutul filtrării. Măsura capacității de reținere a filtrului este gradul de limpezire a lichidului.

Metoda după care fluidul este trecut prin materialul filtrant și forma filtrului sunt determinate în mare măsură de rezistența la curgere a materialului filtrant. Sub aspectul importanței produselor rezultate din filtrare, sunt posibile următoarele cazuri de filtrare :

a) Filtratul este produsul prețios, iar precipitatul nu interesează (de exemplu, filtrarea apei, filtrarea siropului de zahăr).

b) Precipitatul este produsul prețios, iar filtratul nu interesează (de exemplu, filtrarea pastei de hârtie).

c) Ambele produse interesează (de exemplu filtrările din industria sodei amoniacale, aluminei).

Operația de filtrare se face prin :

a) *Efectul de cernere* : din suspensia adusă pe filtru, lichidul se cerne prin porii stratului filtrant, solidul este oprit de materialul filtrant.

b) *Efectul de adsorbție* : particulele solide sunt adsorbite de suprafața porilor sau capilarelor din mediul filtrant, iar lichidul este lăsat să treacă.

Acest efect explică oprirea particulelor cu dimensiuni mai mici decât porii filtrului.

Filtrarea se face în trei faze:

- 1) reținerea materialului solid de către suprafața filtrantă;
- 2) reținerea precipitatului de către stratul de precipitat format anterior;
- 3) spălarea precipitatului de lichidul care-l conține, fie pentru eliberarea precipitatului de lichidul care se mai găsește în pori, fie pentru recuperarea întregii cantități de filtrat.

Operația de filtrare depinde de următorii factori:

1. *Factori care se referă la suspensia de filtrat.* Filtrarea depinde mult de suspensia de filtrat și anume de:

a) Natura suspensiei, care este determinată de procesul tehnologic și proprietățile ei fizice;

b) mărimea granulelor de precipitat care variază între 1 și 100 μ . Se întâlnesc suspensii cristaline cu granule peste 50 μ , suspensii amorfe cu granule până la 3 μ , coloizi cu particule de circa 1 m μ și bacterii cu dimensiuni între 0,5 și 2,5 μ ;

c) concentrația soluției de filtrat în suspensie și cantitatea de soluție de filtrat.

2. *Factori care se referă la materialul filtrant.* Materialul filtrant se alege în funcție de soluția de filtrat și de tipul de filtru folosit. El este caracterizat prin:

a) Natura materialului: țesături de bumbac sau de lână, executate în diferite moduri (țesături tip doc, țesături în patru ite sau așa numitele țesături în lanțuri împletite), țesături metalice sau tablă perforată (din bronz, oțel sau oțeluri speciale rezistente la coroziune), țesături de asbest, folosite pentru filtrare în condiții în care țesăturile de lână și de bumbac ar fi distruse, vată de sticlă, elemente ceramice, hârtie de diverse tipuri sau straturi de nisip, cărbune, etc. Dintre materialele sintetice se folosesc straturi de Vinyon și Nylon cu excelentă rezistență la acizi și alcalii. Nylon-ul poate fi utilizat și pentru filtrări la temperaturi ridicate.

b) Mărimea porilor materialului filtrant: filtrele obișnuite au porii de 3,5–70 μ , filtrele ceramice 0,2–48 μ , filtrele din hârtie de pergament 0,1 m μ , filtrele de nisip 1–500 μ .

c) Grosimea stratului care formează mediul filtrant.

Influența materialului filtrant asupra filtrării este foarte mare. Alegerea lui se face în cele mai multe cazuri pe baza experienței. Materialul nepotrivit pentru un anumit caz poate să dea rezultate satisfăcătoare în alte cazuri. Materialul ales trebuie să aibă rezistența mecanică necesară și să nu fie atacat de lichidul ce se filtrează. Tipul de material și forma lui sunt determinate de dimensiunile particulelor solide și de gradul de limpezire cerut.

Țesăturile de bumbac pot fi utilizate pentru filtrarea pigmentilor, a produselor metalurgice, la prelucrarea minereurilor polimetalice, a bazelor și acizilor slabi și a produselor necorosive.

Pânzele metalice servesc în special pentru filtrarea lichidelor acide sau alcaline. O pânză metalică rară poate fi utilizată la filtrarea pastei de hârtie și a substanțelor cristaline sau granulate.

3. *Factori care se referă la precipitat.* Precipitatele care se formează opun rezistențe hidraulice diferite la trecerea lichidului. Ele au deasemenia diferite omogenități și compresibilități.

Materialul filtrant inițial formează de obicei baza pentru începutul formării stratului filtrant. Pe stratul inițial de material filtrant se formează un strat de precipitat care face ca filtrul să fie mai dens, mai gros și cu pori mai mici. Trecerea lichidului prin pori devine din ce în ce mai grea până la un moment

când filtrarea trebuie întreruptă deoarece rezistența opusă de stratul filtrant este atât de mare încât debitul filtratului devine neeconomic.

Pentru învingerea rezistenței la trecerea prin filtru, trebuie creiată o diferență de presiune între fețele stratului filtrant. Această diferență de presiune depinde de porozitatea stratului filtrant, de grosimea lui și de debitul specific al filtrului.

4. *Factori referitori la lichidul de spălare.* Lichidul de spălare — de obicei apă — intervine în operația de filtrare prin cantitatea și prin concentrația ei în substanța pe care o dizolvă.

Pe lângă acești factori, filtrarea mai este influențată și de condițiile generale de filtrare ca : presiunea de filtrare, temperatura, debitul suspensiei, debitul lichidului de spălare, durata filtrării, durata spălării, mersul continuu sau discontinuu al filtrării, etc.

Filtrarea se poate face sub vid, la presiunea atmosferică sau sub presiune ridicată putând ajunge până la 200 atmosfere.

CLASIFICAREA FILTRELOR

Clasificarea filtrelor se poate face ținând seama de caracteristicile de funcționare. Se deosebesc :

- filtre cu funcționare discontinuă ;
- filtre cu funcționare continuă.

Înăuntrul fiecărei din aceste două grupe, filtrele pot fi clasificate pe categorii, după presiune, construcție sau natura materialului filtrant.

FILTRE CU FUNCȚIONARE DISCONTINUĂ

1. Filtre cu nisip

Aceste filtre lucrează fie prin presiunea hidrostatică a suspensiei de filtrat, fie cu o suprapresiune. Cel mai simplu filtru de acest fel este un recipient umplut cu pietriș și nisip de cuarț. La fund se pun granulele cele mai mari și apoi granule din ce în ce mai mici. Filtrele cu nisip se utilizează curent la filtrarea apei. După viteza de filtrare, există filtre lente și filtre rapide.

a) Filtrele lente sunt formate dintr'un strat cu pietre mai mari, peste care se pune pietriș și nisip, acesta din urmă formând stratul important pentru filtrare. Filtrul trebuie să rețină pe lângă impuritățile accidentale și bacteriile care se găsesc în apă. La începutul filtrării, bacteriile nu sunt reținute deoarece porii din stratul de nisip sunt mai mari decât dimensiunile bacteriilor. Cu timpul se formează o membrană biologică caracteristică filtrelor lente, care reține atât suspensiile cât și bacteriile, realizând în felul acesta și o sterilizare.

Filtrul lent poate funcționa câteva luni în continuare în care timp debitul de filtrare scade din ce în ce (dela o viteză de filtrare de 0,8 m/h la 0,2 m/h). Când s'a atins viteza de 0,2 m/h, se reîmprospătează stratul superior de nisip.

b) Filtrele rapide sunt alcătuite dintr'un recipient de metal sau de beton având un fund dublu perforat peste care se găsește un strat de nisip cuarțos destul de mare ca să nu treacă prin găurile fundului. Stratul de nisip are grosimea de 0,6—1,5 m.

Funcționarea filtrelor rapide este similară cu a filtrelor lente. Viteza de filtrare este aproximativ de 10 ori mai mare decât cea a filtrelor lente.

Filtrele rapide se construiesc în numeroase tipuri care diferă între ele prin modul de spălare a nisipului sau chiar numai prin forma aparatului. La aceste filtre spălarea se face discontinuu sau, la cele mai perfecționate, continuu.

Spălarea filtrelor trebuie făcută cu atât mai des cu cât apa de filtrare este mai bogată în suspensii. De obicei filtrul trebuie spălat în fiecare zi. Spălarea se face în contracurent, trimițându-se apă și aer comprimat. Spălarea durează 5—10 minute, întrebuintându-se circa 3% din apa filtrată. Apa de spălare se evacuează la canal. Folosirea filtrelor rapide la filtrarea apei presupune tratarea prealabilă a apei cu substanțe precipitante.

2. Căzi cu fund filtrant (filtre nuce)

Aceste filtre sunt recipiente cilindrice sau prismatice cu fund dublu. Pe fundul interior găurit se așează pânza (sau pasta de celuloză, asbest, vata de sticlă) care formează suprafața filtrantă. Spațiul dintre funduri este legat la pompa de vid. Filtrul lucrează în modul următor: în partea de sus a aparatului se toarnă lichidul de filtrat. Datorită depresiunii create de pompă în spațiul dintre funduri, trecerea lichidului prin stratul de precipitat și mediul filtrant se face cu viteză mai mare decât dacă filtrarea s'ar face numai sub presiunea hidrostatică a stratului de lichid pe suprafața filtrantă.

Funcționarea corectă a filtrelor cu aspirație depinde de mai mulți factori: etanșeitatea legăturilor între filtru și pompa de vid, evitarea crăpăturilor care apar în stratul de precipitat, din cauza înlăturării umidității și tasării, precipitatului, spălarea pânzelor care formează suprafața filtrantă, pentru a preîntâmpina micșorarea permeabilității.

Filtrele cu aspirație permit atât culegerea precipitatului cât și a filtratului. Lichidul filtrat se adună la partea de jos a filtrului, de unde poate fi scos și întrebuintat.

Spălarea precipitatului se face în același sens cu filtrarea.

Pentru prezervarea pompei de vid, trebuie evitat ca filtrul să ajungă în contact cu elementele pompei. Din această cauză, conducta de legătură cu pompa de vid trebuie să fie situată imediat sub fundul găurit al filtrului (este preferabil să se intercaleze un vas de siguranță între vid și pompă pentru oprirea lichidului antrenat).

Materialele din care se construiesc filtrele depind de proprietățile chimice ale amestecului de filtrat. Există filtre din lemn, oțel, cupru, aliaje antiacide, fontă emailată, porțelan, ceramică, etc. Dacă se lucrează cu substanțe care corodează metalele, se utilizează filtre cu aspirație, a căror suprafață filtrantă este formată din plăci poroase. Aceste plăci sunt din kieselgur, din care s'a înlăturat oxidul de aluminiu și fier, sau din alt material ceramic. Lichidul trece prin porii plăcilor, formând la suprafața lor un strat de precipitat. Din timp în timp filtrul trebuie regenerat pentru a îndepărta particulele ce înfundă filtrul. Regenerarea proprietăților filtrante ale plăcilor se realizează trecând prin ele în sens contrar filtrării, un curent de lichid sau gaz care produce desfundarea porilor și eventual afânarea stratului sedimentat.

Raportul dintre înălțimea părții superioare, unde se află precipitatul și înălțimea părții inferioare, dintre funduri, în care se află filtratul, se stabilește în funcție de cantitatea și compoziția suspensiei de filtrat.

3. Filtre cu rame verticale

Pentru filtrarea cantităților mari de suspensii puțin concentrate (până la aproximativ 3%), se utilizează filtre cu rame. Aceste filtre sunt formate în principal din o serie de țevi găurite introduse într'un sac de pânză filtrantă. Dacă în spațiul interior al elementului de filtru astfel format se face vid, lichidul pătrunde prin țesătură, la exteriorul căreia se formează depozitul de precipitat.

După terminarea filtrării sau când viteza de filtrare a devenit prea mică, elementul se desface de la pompa de vid, se scoate din cada cu suspensia de filtrat, se așează deasupra unei căzi goale și se leagă la o conductă de aer comprimat, care aruncă precipitatul depus pe țesătură. Înainte de îndepărtarea precipitatului se poate face spălarea, introducând filtrul cu precipitat într-o cadă cu apă și continuând aspirația.

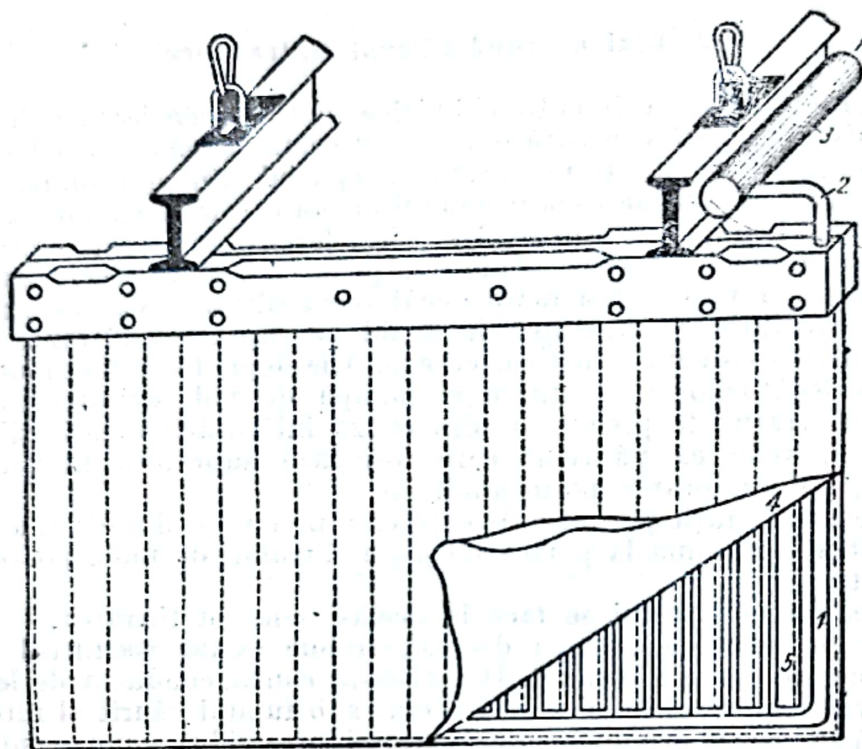


Fig. 1. Element de filtru cu rame verticale :

1 — cadru; 2 — racord; 3 — colector; 4 — țesătură; 5 — bare.

Un element (fig. 1) este format dintr'un cadru din țevă găurită legată prin racordul 2 și colectorul 3, la linia de vid. În planul cadrului 1 este așezat un șir de bare 5. Pe ambele fețe ale grătarului astfel format se întinde țesătura 4. Dimensiunile plăcilor se fac de la 600×900 mm până la $2\,500 \times 3\,000$ mm.

Un filtru complet este compus dintr'un număr de asemenea elemente, așezate paralel unul față de altul la o distanță de circa 100 mm. Ansamblul acestor elemente este astfel montat încât să fie mobil în sens vertical și orizontal, pentru a putea fi afundat succesiv în cuvele de filtrare, spălare și descărcare (fig. 2).

La aparatele industriale postamentul care suportă elementele filtrante trebuie să prezinte o soliditate suficientă pentru a putea ridica un ansamblu de elemente încărcat cu precipitat. De obicei cuvele în care se afundă elementele filtrante sunt rectangulare și se termină printr'un fund conic. Prima cuvă este prevăzută cu agitator pentru omogenizarea suspensiei de filtrat; omogenizarea se poate face și prin barbotare de aer, sau prin circulația exterioară a suspensiei.

La aceste aparate este necesar ca nivelul lichidului de filtrat să nu fie mai jos ca partea superioară a elementelor filtrante. De aceea aceste filtre trebuie să fie prevăzute totdeauna cu dispozitive destinate să asigure un nivel minim de lichid.

Descărcarea se face fie prin trecerea unui curent de aer comprimat în sens invers filtrării, fie prin trecerea unui curent de vapori. Prima este metoda cea mai întrebuințată.

Aceste filtre se utilizează pentru prelucrarea cantităților foarte mari de lichid și precipitat, de exemplu la concentrarea și prepararea pe cale umedă a minereurilor, în particular la minereuri de aur. Suprafața filtrantă a unei instalații poate ajunge până la 1 000m².

Avantaje: a) mare eficiență de spălare b) pânzele filtrante nu sunt supuse la uzură mecanică, permițând utilizarea pânzelor mai fine cu debit de filtrare mai mare; c) reducerea la minimum a cheltuielilor de manoperă și asigurarea unui randament mare; d) construcție simplă și ușor de protejat contra coroziunii.

Desavantaje: ca la toate filtrările sub vid, nu se poate realiza decât o slabă diferență de presiune pentru filtrare.

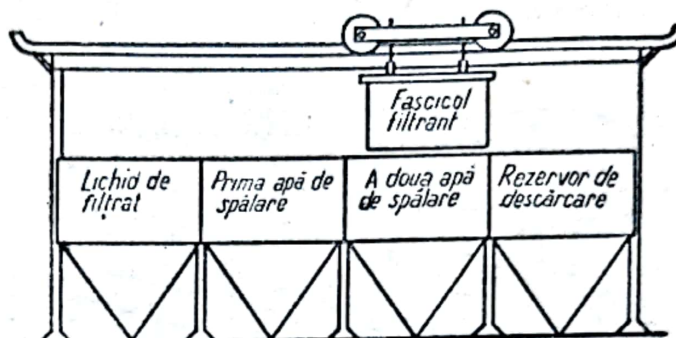


Fig. 2. Schema de funcționare a filtrului cu rame verticale.

4. Filtre cu presiune

Dacă rezistența pe care o opune precipitatul la filtrare este prea mare, nu se pot utiliza filtre cu aspirație. În astfel de cazuri trebuie să se lucreze cu filtre funcționând sub presiune.

Filtre presă. În forma cea mai simplă acest fel de filtru este format din un număr de plăci pătrate sau circulare având cele două fețe cu șanțuri, destinate culegerii și dirijării lichidului filtrat spre orificiul de evacuare. Plăcile sunt prevăzute cu un orificiu de alimentare. Ele sunt dispuse paralel una lângă alta și sprijinite pe două brațe fixate pe un postament. Între două plăci vecine sunt întinse două pânze filtrante care sunt legate în jurul orificiului de alimentare, formând astfel între două plăci un spațiu (cameră) pentru acumularea precipitatului. Se deosebesc două tipuri fundamentale de filtre presă: filtre presă cu camere și filtre presă cu camere și rame.

a) *Filtru presă cu camere.* Un filtru presă cu camere este compus din o serie de plăci așezate una lângă alta formând între ele camere.

Plăcile au o gaură centrală de alimentare, iar marginile sunt mult îngroșate pentru ca atunci când sunt strânse (cu ajutorul unei prese hidraulice sau șurub) să formeze un tot etanș cu câte o cameră între fiecare două plăci. Între plăci sunt întinse câte două pânze filtrante cu câte o gaură în dreptul deschiderii de alimentare din fiecare placă. Țesăturile filtrante sunt așezate pe ambele fețe ale plăcilor.

Masa de filtrat se trimite cu ajutorul unei pompe sau alte surse de presiune, între pânzele filtrante. Precipitatul rămâne între pânze, iar filtratul trece prin porii pânzei filtrante, se scurge între pânză și placă prin șanțurile plăcilor spre deschiderea de evacuare de la baza fiecărei plăci și iese din filtru printr'un canal colector comun sau prin robinete individuale pentru fiecare placă.

3) *Filtru presă cu plăci și rame.* Filtrul presă cu camere este folosit când concentrația particulelor în suspensie este mică. Când partea solidă din suspensia de filtrat este mare, se utilizează filtre presă cu placă și rame. Un asemenea filtru constă dintr'o serie de plăci cu șanțuri și marginile îngroșate și din rame goale în interior. Plăcile și

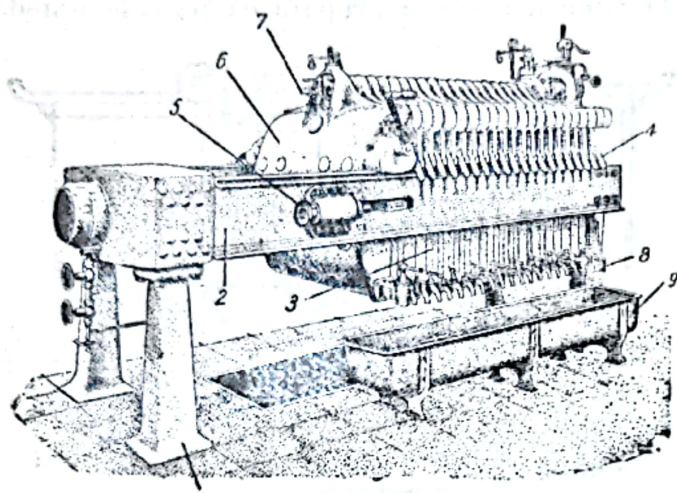


Fig. 3. Filtru presă.

ramele au aceleași dimensiuni. Într'un filtru presă montat, fiecare ramă se găsește între două plăci. Plăcile marginale au o construcție mai solidă. Fiecare placă și ramă au găuri care în filtrul montat formează canale (de alimentare, evacuare, spălare, încălzire). În fața canalelor se fac găuri și în pânzele filtrante.

Suspensia de filtrat trece prin canalul de alimentare și prin găurile din rame, intră în spațiul din interiorul ramei între pânzele filtrante și trece prin pânză; precipitatul rămâne

între pânze, iar filtratul se scurge pînă ajunge la orificiul de evacuare (din plăci), de unde este evacuat în canalul colector comun.

Aspectul exterior al unui filtru presă este cel din fig. 3. Aparatul constă în doi suporti 1 legați între ei cu două bare rezistente 2; pe ele se sprijină plăcile și ramele 3 cu ajutorul mânerelor proprii 4. După ce pânzele filtrante se așează între plăci și rame ele se presează strâns cu ajutorul unui șurub sau printr'un sistem hidraulic de presare comandat de ventilul 5 ce apasă pe placa frontală 6. Forța de strângere trebuie să fie atât de mare încât să asigure etanșeitatea între plăci și rame. Suspensia intră prin racordul 7. Prin robinetele 8 filtratul curge în colectorul 9.

Construcția plăcilor și a ramei. În fig. 4, 5 și 6 sunt reprezentate o placă frontală, o placă intermediară și o ramă, pentru același filtru presă.

Dimensiunile elementelor filtrelor presă industriale sunt standardizate. În U.R.S.S. dimensiunile plăcilor sunt de două tipuri: 820×820 mm și 1000×1000 mm.

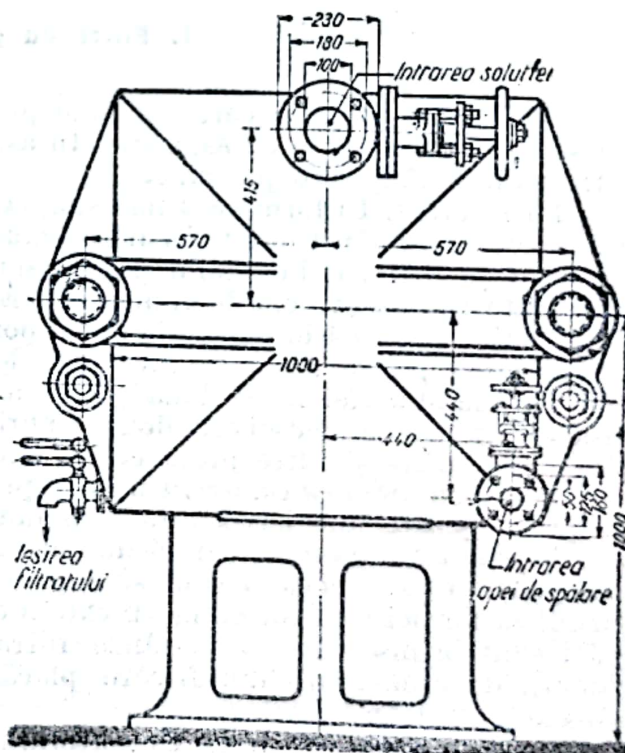


Fig. 4. Placa frontală.

Numărul elementelor care alcătuiesc un filtru presă în U.R.S.S. este de asemenea standardizat (36, 42 sau 43 elemente).

În afară de elementele filtrante care au orificiul de alimentare la partea

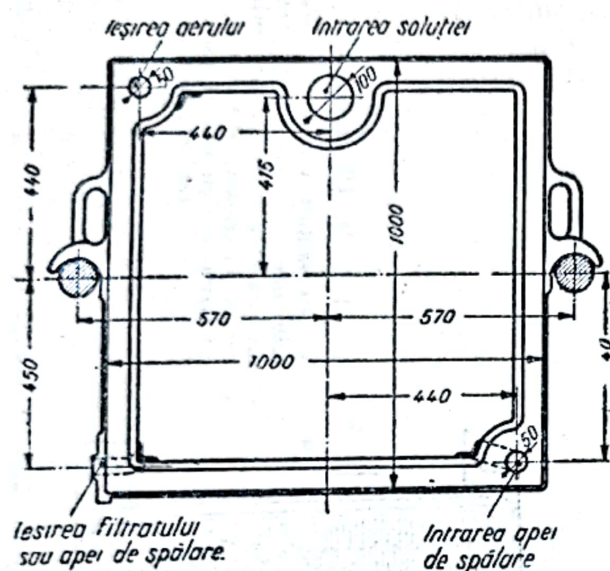


Fig. 5. Placa intermediară.

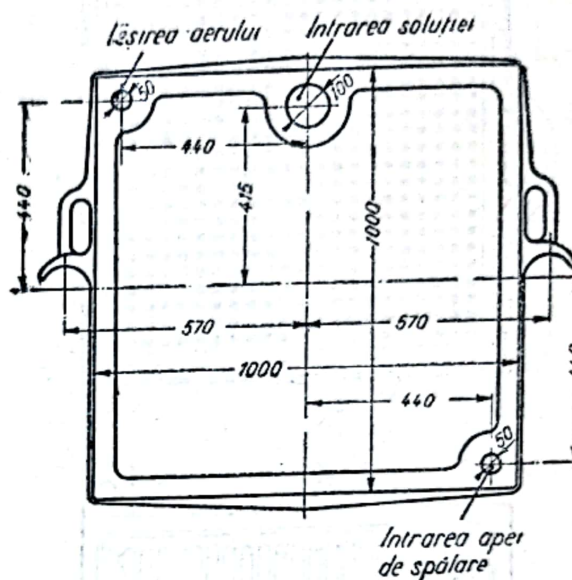


Fig. 6. Rama filtrului.

superioară, se folosesc și elemente care au orificiul de alimentare central (fig. 7). Acestea se utilizează aproape exclusiv numai la filtrele cu camere.

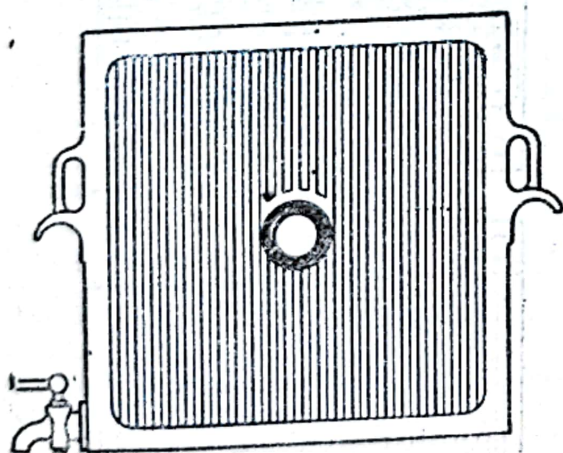


Fig. 7. Placă cu orificiu de alimentare central.

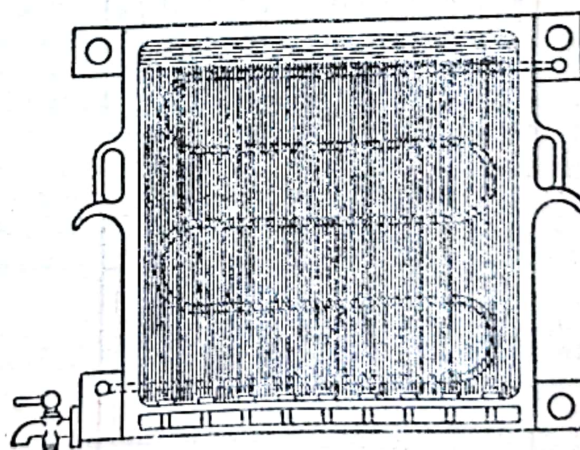


Fig. 8. Placă cu serpentină de încălzire sau răcire.

Când filtrarea se face la rece sau la cald se folosesc plăci care au în grosimea lor un serpentin prin care circulă apă de răcire, saramură, vaporii sau apă caldă (fig. 8).

Fetele laterale ale plăcilor filtrante pot fi construite în diferite moduri, așa cum arată exemplele din fig. 9.

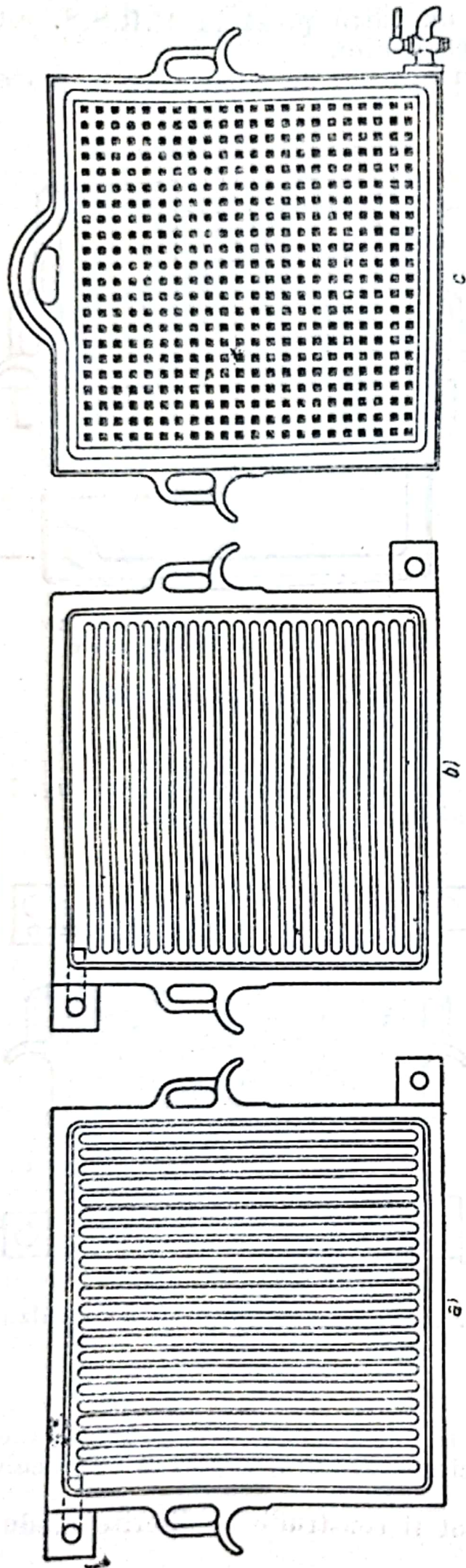
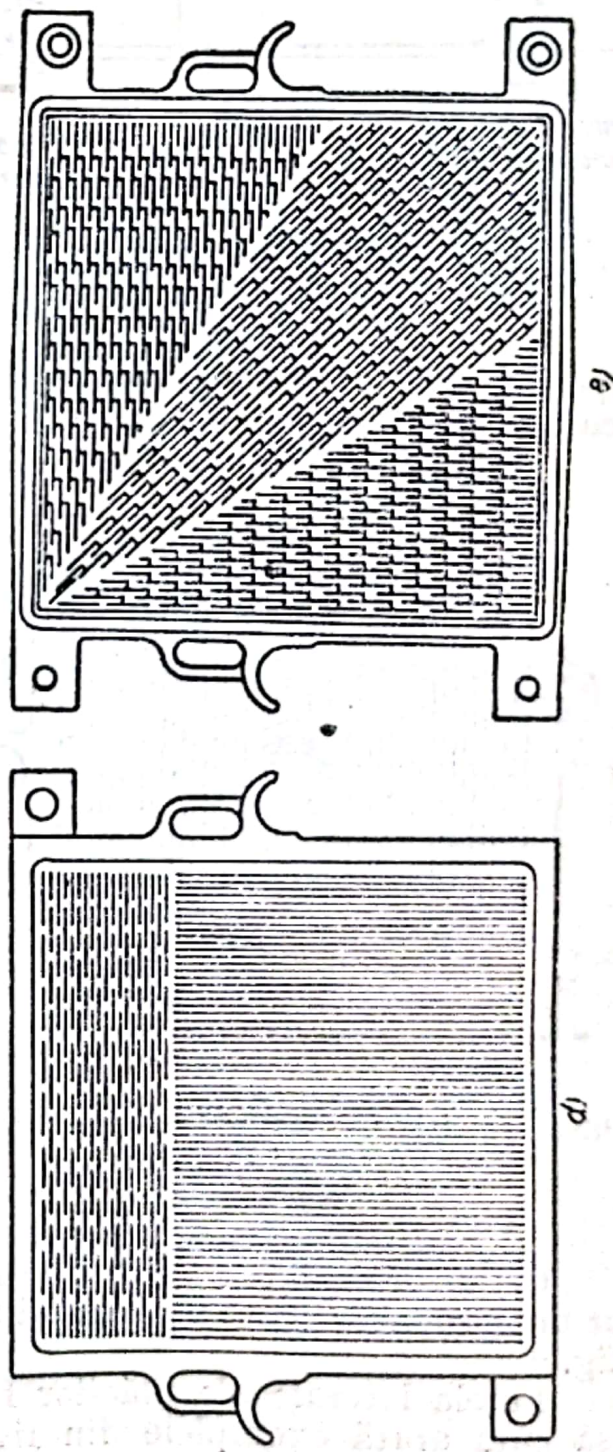


Fig. 9. Plăci cu șanturi :

a — cu șanturi verticale; *b* — cu șanturi
orizontale; *c* — cu șanturi verticale și
orizontale; *d* — cu șanturi orizontale (la
partea superioară) și verticale (la partea
inferioară) *e* — cu șanturi orizontale, verti-
cale și oblice.



Șanțurile plăcilor sunt astfel construite încât să ușureze curgerea filtratului către orificiul de evacuare. În acest sens cel mai avantajos aranjament al șanțurilor este cel din fig. 9 c.

Se mai construiesc filtre presă cu elementele filtrante romboidale, ca filtrul presă din fig. 10 sau cu elementele filtrante circulare, ca cel din fig. 11. Pentru filtrat cantități mai mici de suspensie, se utilizează filtre presă verticale mobile cu elementele filtrante așezate orizontal.

La filtrele cu plăci, cele două pânze de o parte și de alta a unei plăci sunt unite între ele printr-o manșetă sau sunt strânse cu o bucsă în jurul deschiderii de alimentare.

Funcționarea filtrelor presă: suspensia de filtrat este pompată prin deschiderea sau canalul de alimentare și umple spațiul dintre plăci. Datorită presiunii de pompare, lichidul trece prin pânze, iar precipitatul umple treptat acest spațiu, devine compact și opune rezistență tot mai mare trecerii lichidului. Când rezistența devine atât de mare încât din cauza presiunii prea mari sau a debitului mic funcționarea filtrului devine nerațională, pompa care trimite suspensia la filtrare este oprită, șurubul de solidarizare a elementelor este slăbit, ramele și plăcile sunt depărtate și precipitatul acumulat se scoate manual.

Filtrele presă sunt folosite la filtrarea aproape a tuturor felurilor de suspensii: neutre, alcaline, acide. Din această cauză, plăcile din care este constituit filtrul presă sunt construite din: lemn, fontă, bronz, ebonită, materiale ceramice sau alte materiale rezistente la coroziune.

Presiunea de filtrare într-un filtru presă este de 4—6 ata.

Uneori precipitatul obținut în procesul de filtrare trebuie spălat pentru îndepărtarea restului de lichid. Dacă filtratul reprezintă produsul principal, o astfel de spălare scoate acest produs din reziduu. Dacă precipitatul este produsul principal, îndepărtarea restului de lichid este importantă pentru obținerea unui produs pur. În acest caz se introduce apa de spălare, fie prin orificiul de alimentare, fie prin orificiul special pentru spălare. După ce străbate precipitatul, apa de spălare iese prin aceleași orificii prin care a fost evacuat și filtratul, sau printr-un orificiu special.

Avantaje: 1) mare concentrare de suprafață filtrantă; 2) unele filtre presă mai au avantajul că în cazul defectării pânzei filtrante dela un element, acesta poate fi izolat prin închiderea robinetului respectiv de evacuare fără întreruperea operației.

Desavantaje: 1) discontinuitatea operației (pentru evacuarea precipitatului trebuie demontat și montat întreg filtrul presă); 2) consum ridicat de pânze filtrante din cauza montărilor și demontărilor succesive și din cauza presiunii ce se exercită pe marginile pânzelor filtrante.

5. Filtre cu pungi

Filtrul cu pungi (fig. 12) este tot un filtru cu presiune. Este constituit dintr-o cuvă rectangulară 1, cu capacul 2, în care sunt tăiate fante longitudinale 3, prin care se introduc elementele filtrante în interiorul cuvei. Acestea sunt formate dintr-o pungă de țesătură 4, cusută pe trei părți, în care se închide

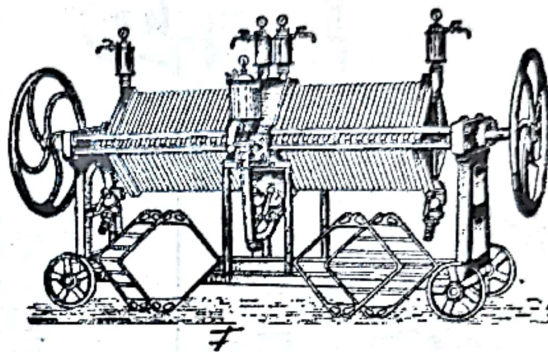


Fig. 10. Filtru presă cu elemente romboidale.

un cadru 5 pentru a împiedica fețele pungii de a se lipi una de alta în timpul filtrării. Partea superioară a pungilor de țesătură, partea deschisă pe unde se introduce cadrul, este dublată de un colac de burlet 6, care se sprijină pe capacul cuvei. Pe fiecare colac apasă un capac 7, prelungit cu un racord deversor 9 care conduce filtratul la un canal colector 10 pentru evacuare. Buloanele 8 asigură etanșeitatea aparatului. Alimentarea filtrului se face prin conducta L; M este robinetul de golire.

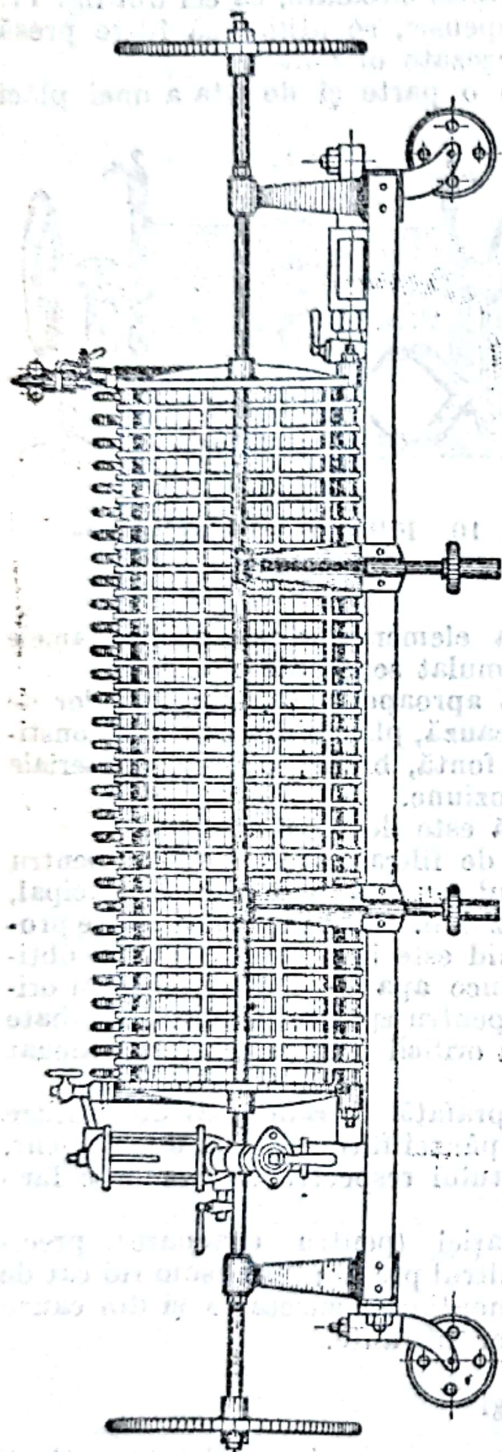


Fig. 11. Filtru presă cu elemente circulare.

Aparatele au diferite mărimi dela aparate mici de laborator cu suprafața minimă de $1/4 \text{ m}^2$ până la aparate industriale cu suprafața maximă de 50 m^2 . Ele sunt construite în mod obișnuit din tablă de oțel cu cadru cositorit, și pot fi căptușite în interior cu un strat de email, cositor sau alt material protector.

Funcționarea acestor filtre este similară cu a filtrelor presă. Presiunea de funcționare este de aproximativ 2 ata.

Acest tip de filtre este utilizat la filtrarea soluțiilor care au puțin precipitat și unde presiunea de filtrare nu trebuie să fie mare (de exemplu în industria zahărului).

Avantaje: 1) montare și demontare ușoară și rapidă; 2) etanșeitate perfectă și ușor de asigurat; 3) curățire și reparare ușoară; 4) o suprafață filtrantă mare într'un spațiu relativ mic.

Desavantaje: 1) presiunea nu poate să întrecă 2 ata, deoarece altfel ar avea nevoie de pereți prea groși pentru cuva prismatică, fiind deci impropriu pentru suspensiile al căror precipitat opune rezistență mare la trecerea lichidului; 2) aparatul este greu și anevoios de manevrat.

6. Filtrul cu lanțuri

Acest tip de filtru se aseamănă cu filtrul precedent. În acest aparat cadrul care depărtează cele două fețe ale pungii de filtrare pentru a nu se lipi, nu este un ansamblu rigid, ci este format din lanțuri suspendate de un tub colector (fig. 13) și un cadru pliabil format din trei lanțuri rigide. Punga de pânză este cusută pe patru părți și prezintă numai o deschidere la un colț, prin care pătrunde cadrul cu lanțurile și tubul colector.

Pentru a asigura etanșeitatea și pentru racordarea tubului colector la conductor pentru evacuarea filtratului se prevede pe filtru un sistem de închidere perfect etanș de formă conică.

Funcționarea și caracteristicile de aplicare sunt similare cu ale filtrului cu pungi.

Avantaje: 1) etanșeitatea mai ușor de asigurat deoarece pungile nu au decât o mică deschidere; 2) strâmtarea pânzelor filtrante nu este stânjenită

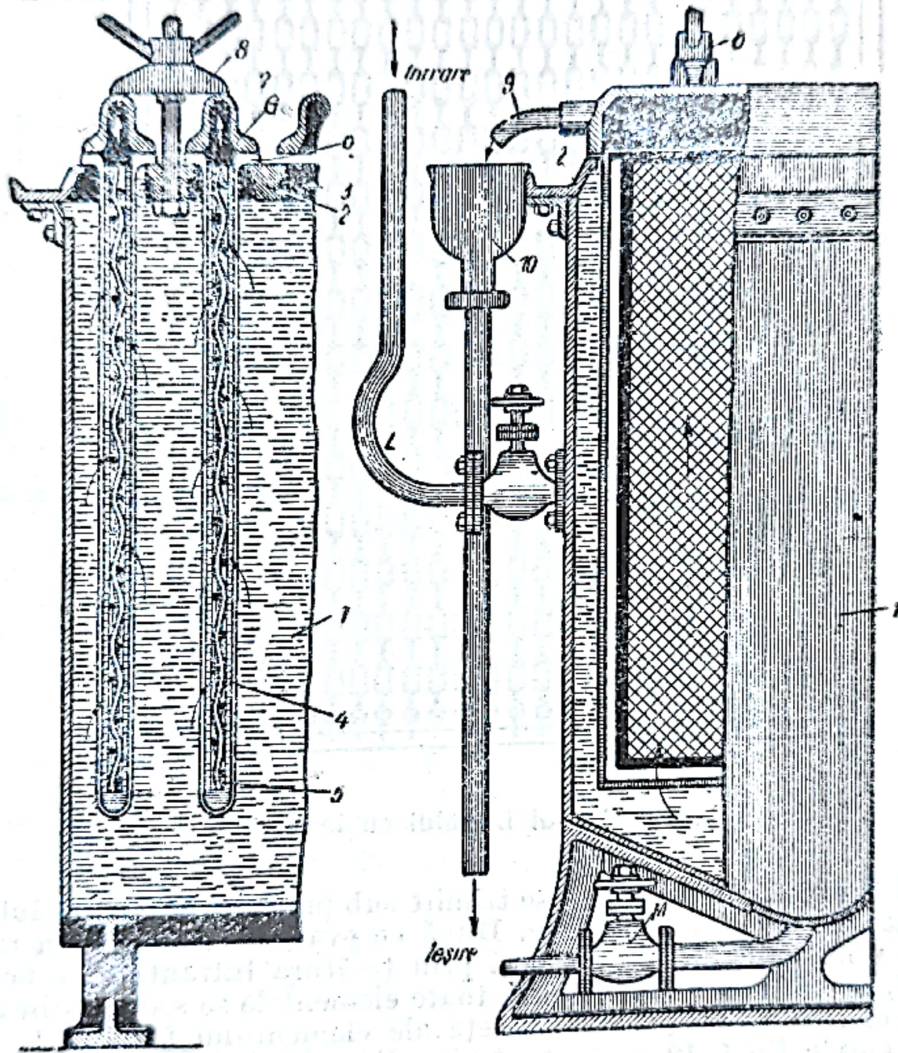


Fig. 12. Filtru cu pungi.

de cadru, care este flexibil (în general după un timp de folosire pânzele filtrante din filtrele mecanice se strâmtează); 3) din cauza cadrului mobil se evită tensiunile din pânza filtrantă care măresc uzura; 4) în același spațiu se găsește o suprafață filtrantă de 2—3 ori mai mare ca la filtrul cu pungi, având în acest mod o suprafață filtrantă importantă într'un spațiu relativ redus.

Filtrul cu lanțuri prezintă însă toate desavantajele filtrului cu pungi.

7. Filtre cu rame lungi în manta

Acest tip de filtru (fig. 14) are pachetul de elemente filtrante 1 fixat de capacul demontabil 2 al cilindrului care formează mantaua filtrului; el este așezat pe căruciorul 3 cu ajutorul căruia este introdus în interiorul cilindrului.

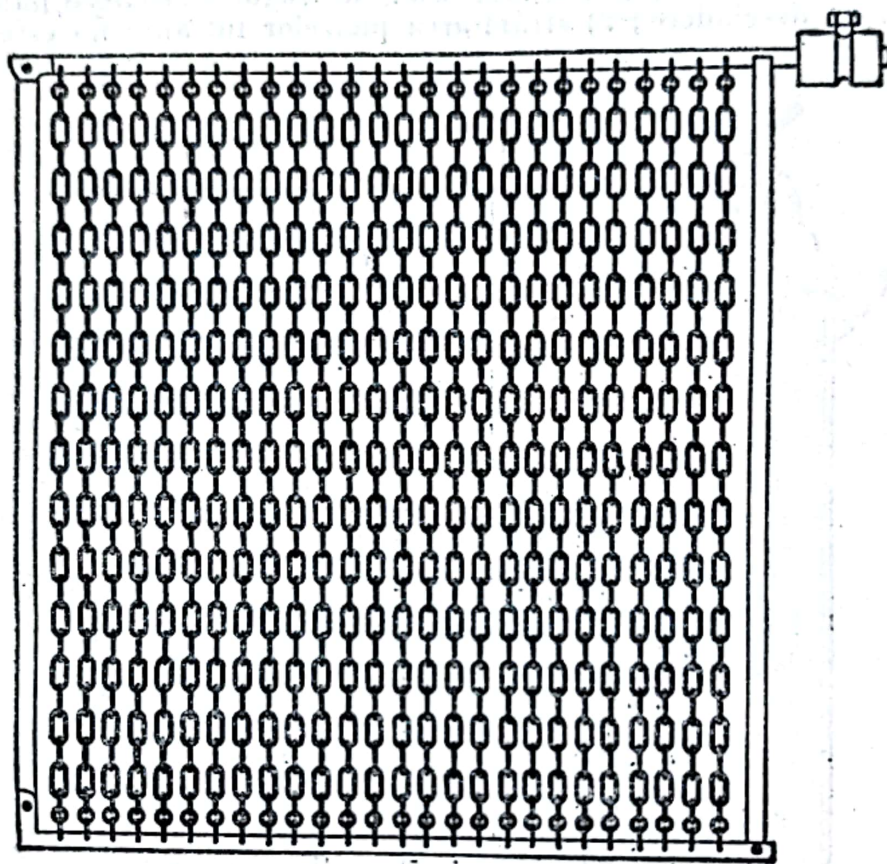


Fig. 13. Cadrul filtrului cu lanțuri.

În timpul funcționării, suspensia se trimite sub presiune prin racordul 4 montat și bine etanșat în corpul cilindric. După ce evacuează aerul prin racordul 5, suspensia umple filtrul, este filtrată prin țesătura filtrantă care acoperă elementele 1, iar filtratul provenit de la toate elementele se scoate prin tuburile 6. Precipitatul se depune pe ambele fețe ale elementului filtrant 1.

Elementele filtrante sunt construite din țevi de care este sudată o tolă metalică cu dublă ondulație. După montaj, elementele sunt acoperite cu sacul de pânză filtrantă.

Filtrarea se întrerupe când se ajunge la grosimea prescrisă a precipitatului. Atunci excesul de lichid nefiltrat din corpul cilindric se aspiră și se introduce simultan aer cu o suprapresiune de 0,2—0,25 ata, care menține precipitatul pe placă și contribuie la îndepărtarea lichidului din corp. După ce excesul de lichid a fost îndepărtat, se trimite sub presiune lichidul de spălare, care curge în același sens cu filtratul. După spălare, lichidul de spălare se îndepărtează cu ajutorul aerului comprimat, care totodată usucă precipitatul.

Pentru descărcare se întrerupe intrarea aerului comprimat, se deschide capacul mobil și se trage afară împreună cu elementele filtrante fixate

pe el. Precipitatul se îndepărtează cu un curent de aer sau apă curgând în sens contrar.

Tipul standard lucrează la presiunea de 5 ata. Filtre de construcție specială se pot folosi până la 18 ata. Suprafața de filtrare variază între 40 și 112 m² de fiecare filtru. Filtrele de dimensiuni mari se fac duble, adică pe același postament, se montează două corpuri. Datorită presiunii ridicate, aceste filtre realizează o viteză mare de filtrare, ajungându-se până la 40 operații de filtrare în 24 ore.

O caracteristică esențială a acestor filtre este uniformitatea cu care se efectuează spălarea.

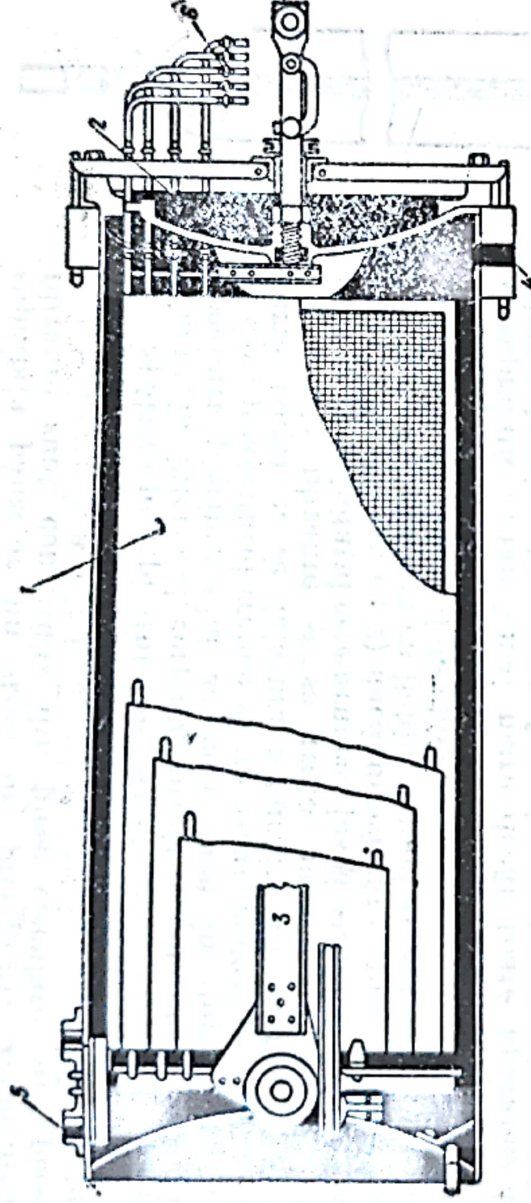


Fig. 14. Interiorul filtrului cu rame lungi în manta:

1 - element filtrant; 2 - capac; 3 - cârucior; 4 - racord de alimentare; 5 - racord pentru evacuarea aerului; 6 - tub pentru evacuarea filtratului.

Avantaje: 1) ocupă un loc redus pentru o suprafață filtrantă mare; 2) filtrarea se poate face sub presiune mare (corpul exterior fiind cilindric); 3) sunt de construcție simplă și se etansează ușor prin închiderea capacului mobil prin un dispozitiv similar cu cel dela umbrelă, care poate fi manual pentru filtre sub 40 m², și mecanic pentru filtre mai mari; 4) curățirea elementelor filtrante se face ușor (deoarece toate elementele filtrante se pot scoate).

Desavantaje: 1) elementele filtrului au dimensiuni diferite și deci nu pot fi înlocuite unul prin altul (elemente de rezervă de fiecare dimensiune); 2) elementele fiind mobile, conducta de evacuare a lichidului trebuie să fie flexibilă, ceea ce este un dezavantaj pentru un aparat mecanic; 3) uscarea precipitatului nu se poate face complet prin o simplă trecere de aer; 4) funcționează intermitent.

Aceste filtre au multiple utilizări, ca de exemplu la: purificarea petrolului, prelucrarea uleiurilor minerale, industria zahărului, industria amidonului, rafinarea uleiurilor vegetale, fabricarea aluminei, etc.

8. Filtre cu rame circulare în manta

Filtrul este format dintr-o serie de discuri filtrante paralele înconjurate fiecare de pânza filtrantă și legate între ele prin tubul pentru evacuarea filtratului. Tot pachetul de discuri filtrante este închis într-un corp cilindric orizontal

construit de obicei din fontă oțelită și format din două părți : un semicilindru inferior mobil și un semicilindru superior fix.

Cei doi semicilindri sunt reuiniți prin balamale cu palier excentrice. Partea din față a semicilindrilor se închide și se zăvoarește prin buloane montate pe un arbore excentric. Acest arbore este în legătură directă cu o roată de mână prin intermediul unui angrenaj, care permite înșurubarea și desurubarea rapidă și cu foarte mic efort. Pe toată încheetura dintre cei doi semicilindri se pune o garnitură de cauciuc care asigură etanșeitatea.

Suspensia se trimite sub presiune în filtrul închis, umple corpul filtrului și intră prin pânzele filtrante în strat de precipitat. Elementele suprafața pânzelor sunt constituite din piese circulare din plasă filtrante sunt constituite din piese circulare este înconjurată de un metalică groasă, a cărei margine este înconjurată de un inel periferic în formă de U (fig. 15).

Spălarea precipitatului se face cu un curent de apă ce se trimite în interiorul corpului printr'o conductă specială. Scoaterea precipitatului se poate face în două moduri : 1) dacă precipitatul trebuie să fie uscat, atunci se dau la o parte bolturile, se înlătură semicilindrul inferior de sub elementele filtrante și se trece un curent de aer prin acestea ; precipitatul este aruncat jos și suflat din interiorul elementelor filtrante ; 2) dacă descărcarea precipitatului se face prin amestecarea cu lichid, atunci acesta se trimite în corpul filtrului fără a-l deschide.

Avantaje : 1) pentru aceeași suprafață ocupată, are o suprafață filtrantă mai mare decât toate aparatele de filtrare descrise, din cauza forme circulare a elementelor filtrante ; 2) elementele filtrante se examinează mai ușor decât la filtrul precedent (cu rame lungi) și sunt toate uniforme ; 3) nu conține nicio parte în mișcare și la nevoie poate fi căptușit cu plumb sau alt material rezistent la coroziune ; 4) dă rezultate bune în special în cazul filtrărilor la cald sau la rece.

Desavantaje : 1) nu se știe când este terminată perioada de filtrare și trebuie să înceapă perioada de spălare ; 2) nu este posibil să se obțină turtă compacte cum se obțin în filtrele presă ; 3) spălarea precipitatului nu este omogenă și turtile obținute sunt în formă de pastă amestecată cu o cantitate mai mare sau mai mică de apă.

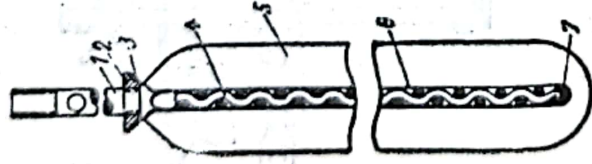


Fig. 15. Secțiune printr'un element filtrant circular :

1 - racord de evacuare cu surub ; 2, 3 - cap de leșire ; 4 - toată metalică ; 5 - precipitat ; 6 - pânză filtrantă ; 7 - garnitură în U.

9. Filtre rotative discontinue cu discuri în manta

Deși este un aparat discontinuu, acest tip de filtru (fig. 16) face trecerea spre filtrele continue, deoarece elementele lui filtrante sunt în mișcare. La acest filtru elementele filtrante sunt fixate prin pene pe un arbore care se rotește și care servește în același timp și la evacuarea lichidului filtrat.

Arborele este un tub rezistent, prevăzut în dreptul fiecărui element cu orificii pentru evacuarea filtratului.

Elementele filtrante sunt discuri de plasă metalică sau tablă ondulată perforată, învelite în pânza filtrantă care la periferie se etanșează prin două inele strânse în buloane. La ieșirea arborelui din filtru, o presetupă

specială asigură închiderea ermetică pentru scoaterea filtratului dând totuși arborelui posibilitatea să se rotească.

Evacuarea precipitatului se face printr'un melc transportor situat la partea inferioară a filtrului și compus din două părți, una care se mișcă spre dreapta, cealaltă spre stânga, făcând ca precipitatul să fie adunat spre centrul aparatului, unde se află orificiul de evacuare.

Mantaua este identică cu cea a filtrului precedent, cu deosebire că aici partea inferioară este fixă, iar partea superioară este mobilă. În partea superioară a mantalei este un orificiu, care în perioada de filtrare este menținut închis, iar în perioada de spălare deschis, pentru a da posibilitatea operatorului să urmărească curățirea pânzelor.

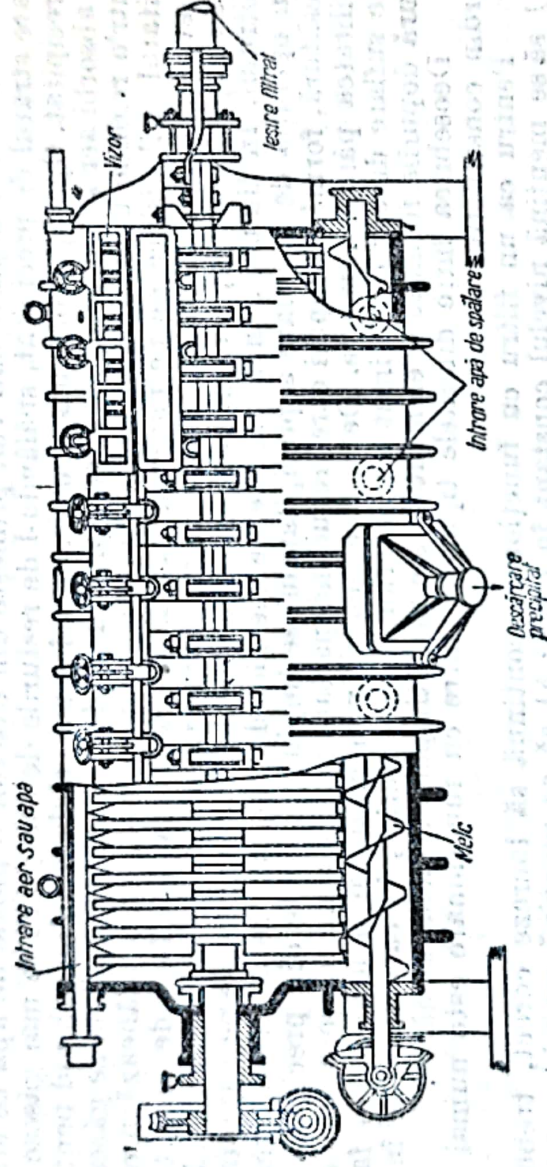


Fig. 16. Secțiune și elevație prin filtrul cu discuri rotative în mantă.

Filtrul funcționează de obicei la o presiune de 4 ata și are turatia de 90 rot/h. Jumătate din timpul de lucru este folosit pentru filtrare, jumătate pentru celelalte operații (umplere, spălare, scurgere, evacuarea precipitatului). În mod normal se construiesc din 30—35 elemente având o suprafață filtrantă de 50—60 m², diametrul unui element fiind de aproximativ 1 m.

Acest filtru se folosește în industria zahărului, industria amidonului, la rafinarea uleiurilor, etc., în general la toate filtrările în care suspensia conține o cantitate mică de precipitat.

Avantaje : 1) din cauza rotirii elementelor filtrante, se obține un precipitat mai uniform, o spălare mai bună și o descărcare a turtelor mai ușoară ; 2) posibilitatea de izolare împotriva pierderilor de căldură, avantaj care lipsește la majoritatea filtrelor descrise.

Desavantaje : 1) greutatea de ordin mecanic date de elementele filtrante rotative ; 2) inaccesibilitatea la pânzele filtrante care nu pot fi examinate ușor ; 3) sistemul pentru evacuarea filtratului (dacă pânza filtrantă a unui element se rupe, tot filtratul iese turbure).

FILTRE CU FUNCȚIONARE CONTINUĂ

Mărirea productivității instalațiilor industriale și dezvoltarea tehnicii a dus la apariția filtrelor cu funcționare continuă. Un astfel de filtru este în principiu un tambur sau un disc a cărui suprafață, perforată și acoperită cu

pânză filtrantă, este împărțită în mai multe celule care lucrează independent. Printr'un dispozitiv specific acestor filtre, fiecare celulă a tamburului comunică cu secțiunile unui sertăraș, care face legătura între celulele filtrului pe de o parte, și pompa de vid sau compresorul de aer comprimat pe de altă parte. Procesul de filtrare cu un asemenea aparat constă din următoarele faze succesive:

Elementul filtrant din suprafața filtrantă în mișcare se afundă în cuva plină cu suspensie, unde sub acțiunea vidului aspiră suspensia prin suprafața filtrantă și separă precipitatul. Aceasta este faza de filtrare. Faza următoare este perioada de formare a precipitatului: în momentul ieșirii celei din spațiul cu soluție, el rămâne sub vid, aspirând aer care antrenează restul de lichid și tasează precipitatul. Urmează apoi faza de spălare a precipitatului, care găsimu-se mai departe sub vid, primește din exterior o ploaie de apă ce străbate stratul de precipitat, spălându-l de resturile de soluție ce se mai găsesc în precipitat. Operația continuă cu o altă fază în care celula rămâne sub vid pentru a absorbi aer și a usca în parte precipitatul; în faza următoare celula se găsește într'o regiune unde din interior se suflă aer comprimat, care afânează precipitatul și îl dislocă de pe pânza filtrantă. Această fază este faza de pregătire a evacuării precipitatului, după care urmează evacuarea, precipitatul mișcându-se spre un cuțit, racletă sau un cilindru care îl desprinde de pe suprafața filtrului. În timpul acesta nu este nevoie nici de vid, nici de aer comprimat. În operația de evacuare a precipitatului se împinge o parte din precipitat în țesătură, formând dopuri care trebuie îndepărtate pentru a nu micșora permeabilitatea pânzei filtrante. Deaceea evacuării precipitatului îi urmează o fază de suflare de aer comprimat din interior către exterior, în care timp se înlătură dopurile formate și elementul este pregătit pentru ciclul următor.

Deosebirea între diferitele tipuri de filtre cu funcționare este numai de ordin constructiv.

Pentru ca un filtru cu funcționare continuă să lucreze corect, trebuie: a) să se mențină nivelul constant în cuvă; b) să se mențină un vid potrivit (înlăturarea neetanșeităților); c) să se regleze presiunea aerului comprimat în limitele de 0,2—0,3 at, pentru a evita scăparea aerului în camerele cu vid și d) să se mențină o apăsare optimă a cuțitului de curățire pentru a evita pătrunderea excesivă a precipitatului în țesătură și pentru a evita ruperea țesăturii.

1. Filtre cu tambur celular rotative

Filtrele cu tambur celular rotativ se construiesc în diferite variante (ca

de exemplu: filtrul „Bolșevic”). Un astfel de filtru (fig. 17) este format dintr'un tambur perforat acoperit cu țesătura filtrantă și divizat după generatrice în celule filtrante; arborele gol al tamburului comunică cu capul de distribuție de care sunt legate trei conducte: două de scos filtratul și lichidul de spălare, iar una pentru introducerea aerului comprimat. Tamburul este cufundat în cuva care se umple continuu cu suspensie de

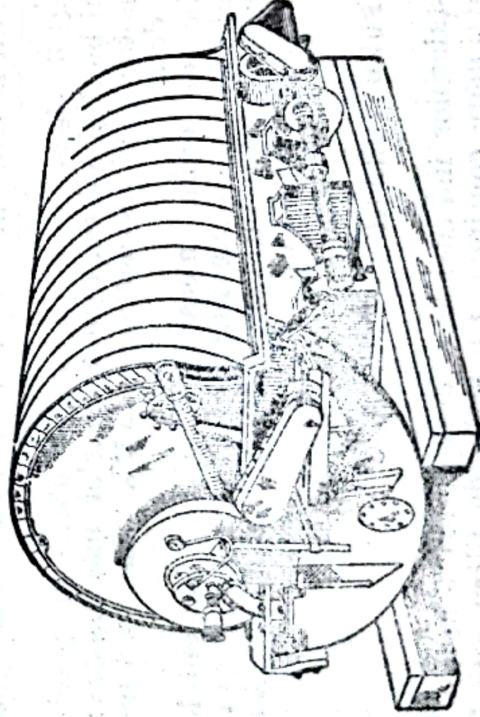


Fig. 17. Filtru rotativ.

filtrat. Un amestecător special împiedică formarea unui precipitat în cuvă. Tamburul este pus în mișcare prin intermediul unui reductor.

Etanșeizarea între arborele tamburului și capul de distribuție se realizează cu ajutorul unor discuri bine șlefuite. Tamburul se învârtă cu viteză de $1/3-3$ rot/min. Ceea ce este important la aceste filtre este capul de distribuție, care asigură automatismul în funcționarea filtrului continuu.

Fig. 18 reprezintă o secțiune prin capul de distribuție al unui filtru rotativ continuu. La construirea distribuitorului este foarte importantă asigurarea etanșeității între celulele filtrante.

Celulele filtrante sunt legate prin tuburile 1 la o placă comună 2 care este menținută pe capul de distribuție prin contraplașa 4 prevăzută cu găurile prin care ies tuburile. Partea fixă a distribuitorului este construită dintr'un obturator 5, care are 3 prize; una pentru soluția de filtrare, a doua pentru apa de spălare și a treia pentru aer comprimat.

La rotația tamburului, fiecare tub trece succesiv în fața deschiderilor obturatorului fix punând celulele respective mai întâi sub vid și apoi sub presiunea aerului comprimat. O coroană de bile este fixată pe placa 4 și resorturile 7 asigurând un contact perfect între repartizate pe circumferința plăcii 5, asigurând un contact perfect între placa 5 și placa 4. Apăsarea resortului poate fi reglată ceea ce face posibilă reducerea frecărilor la minim.

Cele două piese principale ale distribuitorului (fig. 19) sunt: a) discul mobil solidar cu tamburul și b) discul cu șanțurile în legătură cu vidul în formă de sector curbiliniu și cu două sau trei găuri în legătură cu aerul comprimat.

La evacuarea precipitatului de pe pânza filtrantă de către cuțitul de curățare fixat în lungul generatricei tamburului, este foarte important de observat ca precipitatul ajuns în contact cu cuțitul să fie complet ridicat de pe pânză

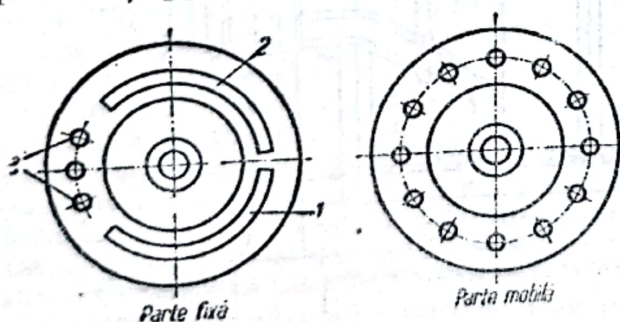


Fig. 19. Distribuitor :

1 - ieșirea lichidului filtrat; 2 - ieșirea apei de spălare; 3 - aer comprimat.

prin acțiunea aerului comprimat. În acest caz cuțitele servesc ca simplu ghidaj pentru evacuarea turtei și pot fi menținute fără inconveniente la o distanță de câțiva milimetri de tambur prin intermediul unui resort de reglare. Acest dispozitiv este indispensabil, deoarece la filtrele rotative de mare suprafață, este imposibil să se construiască un tambur rotativ perfect rotund.

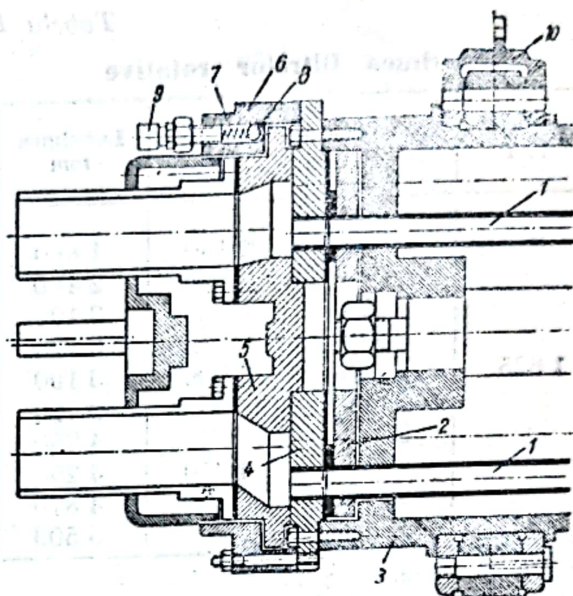


Fig. 18. Secțiunea prin capul de distribuție :

1 - tub; 2 - placă comună; 3 - corp; 4 - contraplașă; 5 - obturator; 6 - placă de legătură; 7 - resort; 8 - șurub; 9 - camera palierului.

și trebuie întotdeauna un joc de câțiva milimetri între tambur și cuțit. Pentru ca funcționarea să fie perfectă, este preferabil ca cuțitele să fie așezate în lungul unei generatrice situată sub planul orizontal trecând prin arborele tamburului; dar în aceste condiții suprafața tamburului umezită în lichid este mai mică

Tabela 1

Mărimea filtrelor rotative

Diametrul mm	Lungimea mm	Diametrul mm	Lungimea mm
915	155	2 450	1 860
	310		2 480
	620		3 100
1 625	1 240	3 500	3 720
	1 240		3 100
	1 860		3 720
	2 480	4 250	4 250
	3 100		4 250
	3 720		4 870
			5 500

decât jumătate din suprafața totală a tamburului, din care cauză randamentul efectiv al aparatului scade. Din aceste motive s'au construit dispozitive perfecționate care înlocuiesc cuțitele descrise.

Sub influența presiunii aerului comprimat, precipitatul se desprinde de pânza filtrantă și se aplică pe o rolă care-l preia în strat uniform și de aceeași grosime ca cea de pe pânza filtrantă. Avantajul dispozitivului este că suprimă riscul de uzură prematură a pânzei filtrante din cauza cuțitului.

Dimensiunile uzuale de construire a filtrelor rotative sunt date în tabela 1.

Filtrul „Bolșevic”. În fig. 20 este dată secțiunea transversală a filtrului fabricat în U. R. S. S. de uzina „Bolșevic” din Chiev. Suprafața filtrantă a

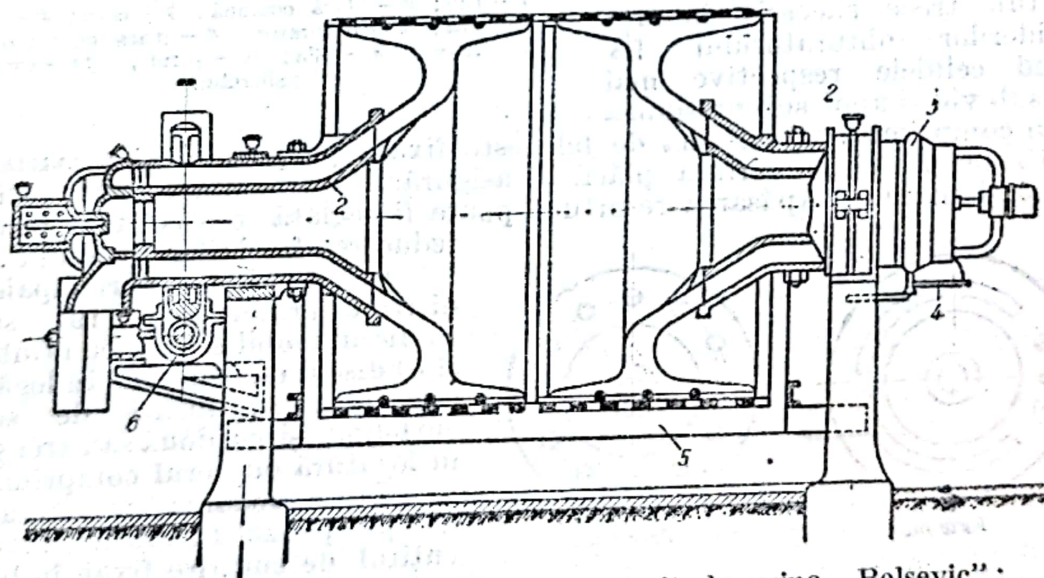


Fig. 20. Filtrul de vid cu tambur construit de uzina „Bolșevic”:

1 - tambur; 2 - grătarul tamburului; 3 - capul de distribuție; 4 - conducte; 5 - cuvă; 6 - reductor.

tamburului 1 este acoperită cu țesătura filtrantă. Capătul 2 al tamburului este legat la capul de distribuție 3 care comunică cu patru conducte 4: două scot filtratul și lichidul de spălare, iar prin două se introduce aerul comprimat. Tamburul este afundat parțial în cuva 5, care se umple continuu cu sus-

pensie. Un amestecător special (neindicat în figură) împiedică formarea unui sediment în cuvă. Tamburul este pus în mișcare prin intermediul reductorului 6. Etanșarea între gâtul 2 al tamburului și capul de distribuție 3 se realizează cu ajutorul unor discuri bine șlefuite. Tamburul face 1/3 până la 3 rot/min. Turația optimă se stabilește de fiecare dată prin încercări. Formarea crustei, gradul ei de spălare, uscarea și productivitatea instalației depind foarte mult de alegerea corectă a turației. Puterea consumată variază între 1,5 și 8 CP în funcție de dimensiunile tamburului.

Uzina „Bolșevic” fabrică de asemenea filtre gemene, la care capetele 3 se găsesc de ambele părți. Tamburele lor au lungimea mult mai mare și deci o productivitate ridicată.

Filtrele de vid cu tambur sunt foarte răspândite. O mare importanță pentru funcționarea filtrelor o are gradul de deshidratare al precipitatului, formarea crăpăturilor în precipitat și modul de evacuare al precipitatului.

În cazul filtrării precipitatelor compresibile, în stratul lor pot apare crăpături, prin care va intra în tambur cantitatea principală de aer și de apă de spălare ceea ce face ca productivitatea filtrului să scadă brusc. Pentru înlăturarea acestui fenomen, filtrele cu tambur se prevăd cu cilindri de presiune, care presează precipitatul, scot din el excesul de filtrat și închid crăpăturile. Uneori între cilindri se întinde o țesătură, care presând o porțiune din suprafața laterală a filtrului, închide crăpăturile formate și ajută la îndepărtarea umidității.

În timpul evacuării precipitatului, partea nescosă este presată în porii țesăturii măbind rezistența opusă filtrării și micșorând productivitatea filtrului. În construcțiile cele mai noi pentru scoaterea precipitatului se folosește sistemul cu șnururi arătat în fig. 21.

Cilindrii directori 1 presează țesătura 2 asupra stratului de precipitat de pe suprafața tamburului 3. Cu ajutorul țesăturii se realizează închiderea crăpăturilor și comprimarea precipitatului. Pe tambur se află o serie de șnururi rezistente 4 care rămân în interiorul stratului de precipitat în tot timpul formării lui. În punctul în care precipitatul trebuie evacuat șnururile se depărtează de tambur și scot precipitatul, majoritatea lui căzând atunci când șnururile înconjoară cilindrul 5. Bucățile ce eventual ar mai rămâne, se scot cu pieptenele 6 după care șnururile trec peste cilindrul 7 și revin pe tamburul filtrant. Există construcții în care însăși țesătura filtrantă se mișcă în acest fel.

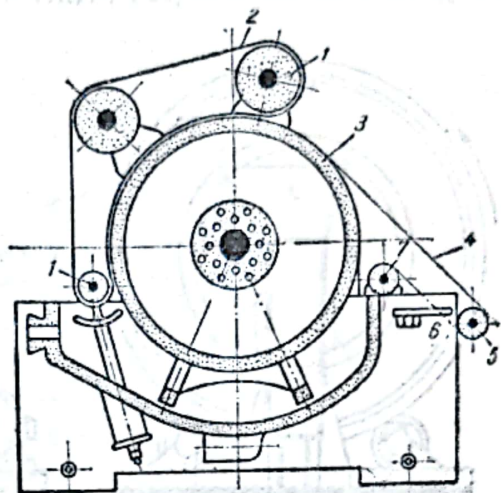


Fig. 21. Filtru cu tambur și șnururi pentru evacuarea precipitatului:

1 - cilindru director; 2 - țesătură; 3 - tamburi;
4 - șnururi; 5 - cilindrul; 6 - pieptene;
7 - cilindrul.

2. Filtre cu tambur celular rotativ cu alimentare interioară

La filtrele cu tambur descrise mai sus, suspensia se află într-o cuvă înafara tamburului. În timpul filtrării se depun mai întâi particulele cele mai fine, deoarece ele sunt antrenate mai ușor în sus de curentul de filtrat. Din această cauză, pe suprafața tamburului se formează destul de repede un strat compact,

în timp ce particulele mai mari au tendință de a se sedimenta în cuvă, ceea ce se împiedică cu ajutorul amestecătorului.

În filtrul din fig. 22 suspensia se introduce în interiorul tamburului pe un jghiab de distribuție; printr'un dispozitiv special poate fi menținută la un

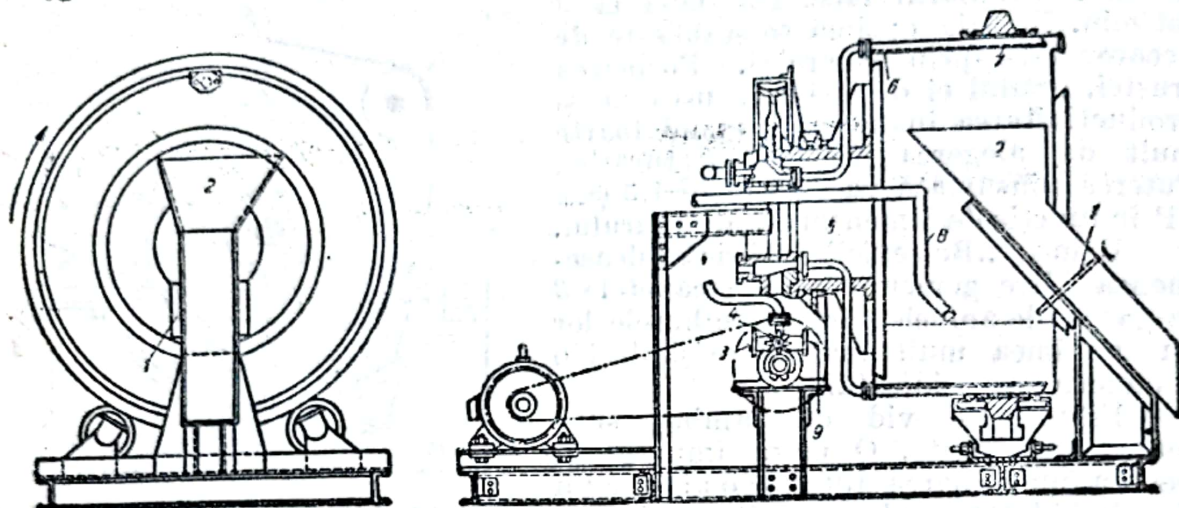


Fig. 22. Schema filtrului cu alimentare interioară:

1 — suportul pâlniei; 2 — pâlnie de evacuare; 3 — admisia vidului; 4 — pulsator; 5 — palierul de rotație; 6 — tablă ce suportă pânza; 7 — pânza filtrantă; 8 — tub de alimentare; 9 — admisia aerului comprimat

nivel constant. Suprafața interioară a tamburului este divizată în celule filtrante legate succesiv printr'un cap de distribuție la conductele de vid și de aer comprimat.

În timpul rotației tamburului, când țesătura se cufundă sub nivelul lichidului de filtrat, secțiunea corespunzătoare se leagă automat la linia de vid. Se produce o aspirație a suspensiei în jos. Direcția de mișcare a lichidului și particulelor solide coincide cu acțiunea forței gravitației și pe țesătură se vor depune întâi particulele mai mari. Când stratul format iese din lichid, el poate fi spălat cu apă; pericolul de crăpare a suprafeței stratului este micșorat.

3. Filtre cu discuri

Tendința de a realiza suprafețe filtrante mari a dus la câteva modificări ale construcției filtrelor; dintre acestea cele mai importante sunt filtrele celulare cu discuri. Principiul de construcție și modul de lucru al filtrelor cu disc este același ca și pentru filtrele cu tambur. Un astfel de filtru (fig. 23) este format dintr'o cuvă, în care se rotește, parțial afundate, o serie de discuri. Fiecare disc filtrant (fig. 24) este compus din 8—10 sectoare (celule) comunicând prin conducte montate în arbore, cu capul de distribuție analog tuturor filtrelor cu funcționare continuă (fig. 25).

Uzinele sovietice de construcție a mașinilor pentru industria chimică (Himmaștrest) construiesc filtre cu discuri cu suprafața filtrantă până la 85 m².

4. Filtre cu vid

Continuitatea funcționării filtrelor presupune alimentarea continuă a cuvei cu suspensie, și un nivel constant al lichidului în ea căci altfel aerul va intra prin țesătura filtrantă în perioada de aspirație. A doua condiție pentru

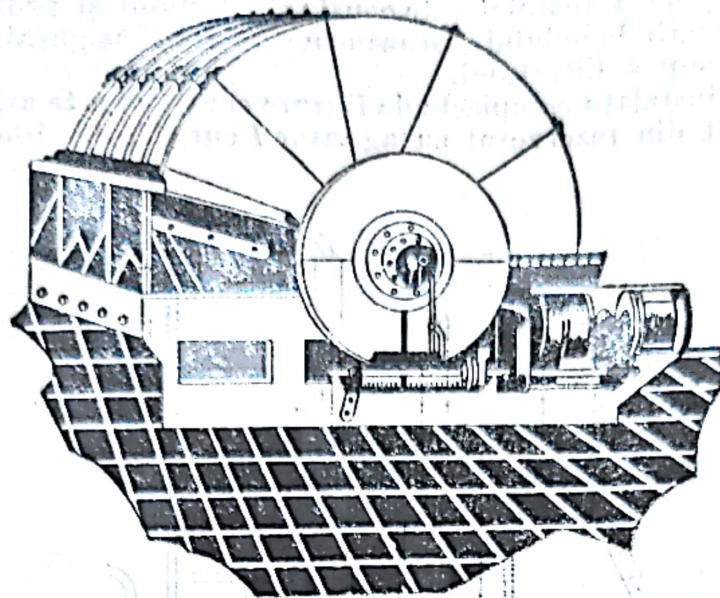


Fig. 23. Filtru cu discuri.

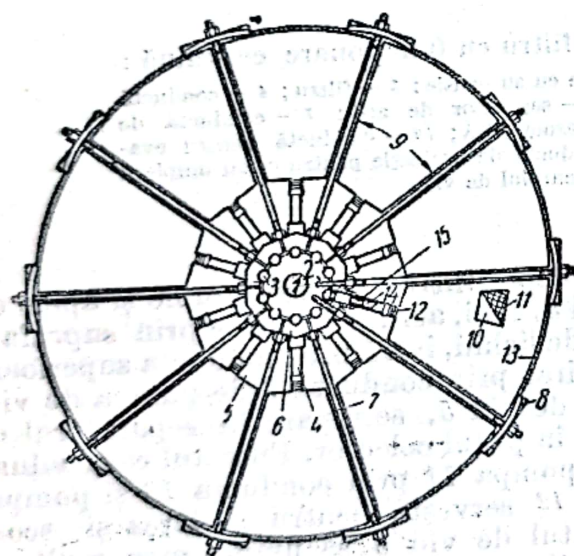


Fig. 24. Disc de filtru :

- 1 - arbore rotativ; 2 - pană; 3 - capul tuburilor de ieșire; 4 - tuburi de ieșire; 5 - rondele; 6 - incheieturi de ieșire; 7 - buloane de asamblare; 8 - placă de asamblare; 9 - sector; 10 - sac filtrant; 11 - tolă metalică; 12 - sârmă de strângere; 13 - bareță metalică; 14 - racord de ieșire; 15 - rondelă de cauciuc.

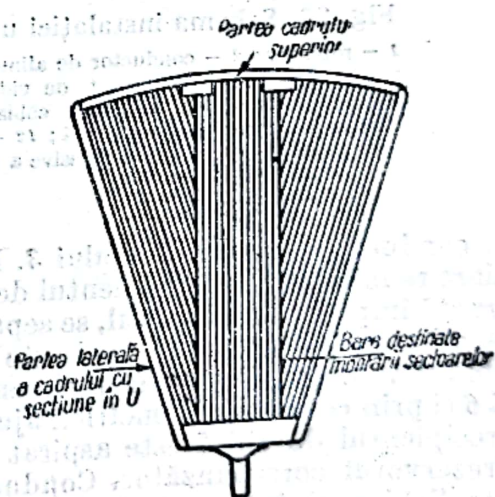


Fig. 25. Sector de disc al filtrului.

funcționarea continuă a filtrului este constanța vidului și protejarea pompei împotriva pătrunderii lichidului. De asemenea trebuie asigurată îndepărtarea completă și la timp a filtratului.

Schema unei instalații complete de filtrare continuă este arătată în fig. 26. Lichidul de filtrat din rezervorul cu agitator 1 curge prin diferența de nive-

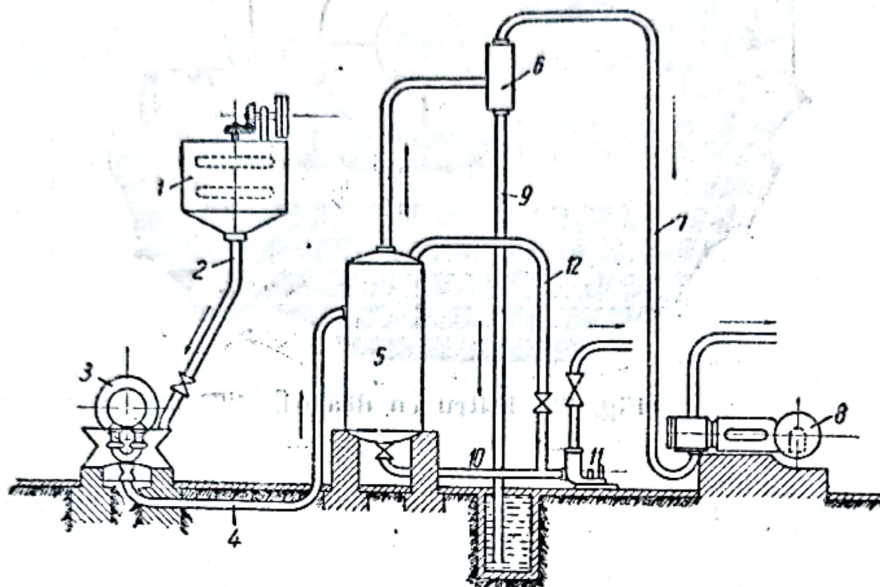


Fig. 26. Schema instalației unui filtru cu funcționare continuă :

1 - rezervor; 2 - conductor de alimentare cu suspensie; 3 - filtru; 4 - conductă pentru filtrat; 5 - recipient de vid; 6 - separator de apă; 7 - conductă de aer; 8 - pompă de vid; 9 - coloană barometrică; 10 - conductă pentru evacuarea filtratului; 11 - pompă; 12 - conductă de protecție pentru cazul umplerii excesive a recipientului de vid.

prin conducta 2 în cuva filtrului 3. Din capul filtrului, apele mume și apele de spălare reunite intră în recipientul de vid 5. Aici, aerul care trece prin suprafața filtrantă împreună cu lichidul, se separă de lichid, intră prin conducta superioară în separatorul de apă 6 și apoi este aspirat prin conducta 7 de pompa de vid. Lichidul venit cu aerul din recipientul de vid 5, se separă în separatorul de apă 6 și prin coloana barometrică ajunge în puțul colector. Filtratul ce se adună în recipientul de vid 5 este aspirat de pompa 11 prin conducta 10 și pompat în rezervorul corespunzător. Conducta 12 servește pentru reglarea și scoaterea lichidului în cazul când recipientul de vid 5 se umple prea mult.

Elementele unei instalații pot fi dispuse în diferite feluri, cu condiția să se asigure continuitatea în alimentarea filtrului (prin diferență de nivel sau cu pompă) să existe un recipient intermediar de vid și să se evite intrarea lichidului în pompă. Pe lângă aceste elemente, schema trebuie să includă o suflantă pentru introducerea aerului în capul de distribuție și o pompă pentru filtrat.

Filtru cu vid, cu bandă. Pentru filtrarea suspensiilor conținând particule grele, „Chiprochim” a construit un filtru de vid cu bandă cu acțiune continuă (fig. 27). El constă dintr-o masă orizontală 1 pe care se mișcă o bandă de cauciuc 2 cu marginile ridicate, întinsă între două tambure 3. Pe suprafața benzii se găsesc ridicături transversale, pe care se pune țesătura filtrantă 4. Intre

ieșiturile benzii se găsesc găurile 5. Sub masă se găsesc trei camere 6 legate la vid, la linia aerului comprimat și la linia apei de spălare. Suspensia de filtrat vine pe igghiabul 7, trece prin țesătura filtrantă 4, prin deschiderile 5 filtratul ajunge în camerele 6, iar de acolo în colectorul de filtrat.

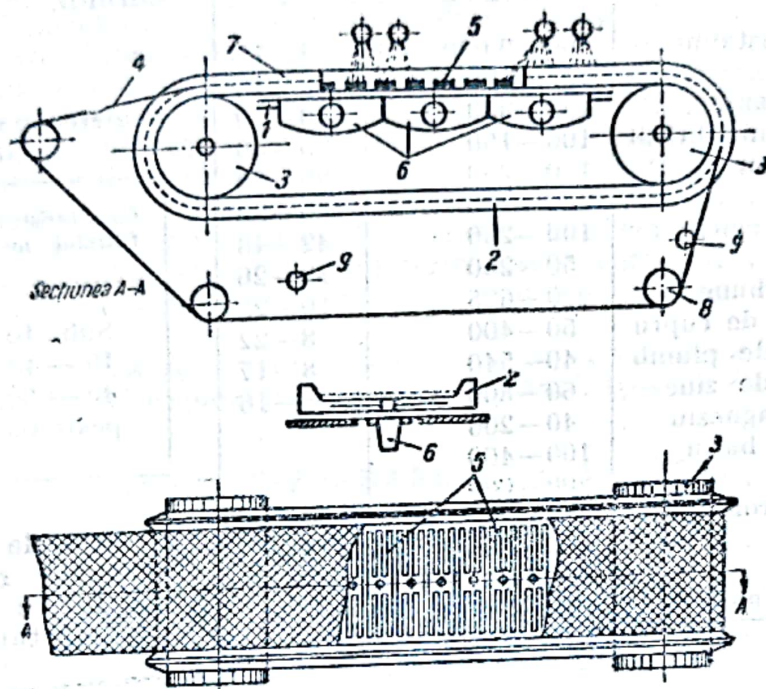


Fig. 27. Filtru de vid cu bandă:

1 - masa; 2 - banda; 3 - tambure; 4 - țesătura filtrantă; 5 - gaura în bandă; 6 - camere; 7 - igghiab; 8 - role; 9 - conducte.

Cele trei camere 6 corespund fazelor de filtrare: formarea depozitului, spălarea și suflarea (uscarea) lui.

Precipitatul filtrat cade de pe țesătură, atunci când banda ocolește tamburul. În mișcare inversă banda înconjură rolele directoare 8 și este spălată pe dos cu curenți subțiri de apă sau abur ce ies din conductele 9.

PRODUCTIVITATEA FILTRELOR

Productivitatea filtrelor depinde de un mare număr de factori, cum sunt: natura suspensiei și temperatura ei, proprietățile precipitatului, caracterul, calitatea și materialul țesăturii, diferența de presiune pe cele două fețe ale stratului filtrant, etc.

Deaceia în majoritatea cazurilor numai experiența directă poate indica productivitatea filtrului. Cu titlul de orientare se dau în tabela 2 date asupra productivității filtrului și umidității finale a precipitatului.

Tabela 2
Productivitatea filtrelor și umiditatea precipitatelor

Substanța	Productivitatea filtrului precipitat kg/m ² h	Umiditatea precipita- tului %
Substanțe cristaline	400—2 000	4—18
Litargă	100—200	10—18
Acid metatitanic	150—300	40—50
Litopon — semifabricat	100—150	30—40
Litopon — fabricat	150—250	20—30
Caolin	60—100	30—50
Carbonat de calciu	100—250	42—48
Ciment	50—250	13—26
Noroi de cărbune	200—625	10—25
Concentrate de cupru	50—400	8—22
Concentrate de plumb	40—540	8—17
Concentrate de zinc	60—800	8—16
Sulfat de magneziu	40—200	
Carbonat de bariu	100—400	
Fosfați	200—600	
Galben de crom	50—200	
Amidon	100—300	42—50
Melasă	400—600 l/m ² ·h	
Uleiuri vegetale	10—80 l/m ² ·h	

Puterea necesară. Cifrele date în tabela 3 sunt indicative. La ele trebuie adăugată puterea necesară învârtirii tamburului.

Tabela 3

Puterea necesară pentru filtrare

Caracteristica filtrului m ²	Puterea CP/m ²
Sub 10	1,5—1
10—40	1—0,8
40—60	0,8—0,6
peste 60	0,6—0,4

Cifrele de mai sus sunt mai reduse pentru instalațiile fără spălarea precipitatului.

CONSIDERAȚII ASUPRA ALEGERII TIPULUI DE FILTRU

Pentru filtrarea unui precipitat care trebuie să fie bine spălat, se recomandă filtrele cu vid cu elemente filtrante verticale, filtrele cu presiune cu discuri filtrante în manta sau filtrele continue.

Pentru filtrarea suspensiilor cu foarte puțin precipitat cristalin sunt indicate filtrele cu punți sau cu lanțuri, sau filtrul cu rame în manta.

Pentru filtrarea suspensiilor care depun precipitat cu rezistență mare la filtrare se recomandă filtrele continue sau filtrele cu rame în manta.

Când se urmărește obținerea turtelor compacte se folosesc filtre presă.

Când trebuie să se filtreze lichide la cald sau la rece sunt indicate filtrele cu discuri filtrante rotative în manta sau cele cu rame filtrante care se pot izola ușor din punct de vedere termic.

Aceleași filtre se aleg când spațiul disponibil este redus și este nevoie de o mare suprafață de filtrare.

Când se urmărește o filtrare absolut constantă se alege un filtru continuu sau un filtru cu discuri rotative în manta.

Filtrele continue necesită manoperă redusă.

Pentru filtrarea materialelor corozive trebuie să se utilizeze filtre construite din materiale rezistente la coroziune. În acest caz se pot utiliza filtre presă, sau filtre cu rame circulare în manta.

TEORIA FILTRĂRII

GENERALITĂȚI

Problemele filtrării industriale sunt legate de soluționarea problemei de bază, care constă în găsirea factorilor de care depinde viteza de filtrare și exprimarea matematică a acestei dependențe.

Până acum această problemă nu a găsit o rezolvare deplină și aceasta se resfrânge și asupra restului problemelor (viteza și timpul de spălare, timpul de infundare a porilor, etc.).

Insuficienta cunoaștere a naturii fizico-chimice a suspensiilor și precipitatelor introduce în teoria filtrării mai multe elemente empirice decât în cazul altor operații ale tehnologiei chimice. Ecuațiile cuprind constante a căror natură nu este încă lămurită și care trebuie determinate experimental pentru fiecare caz particular, în condițiile de lucru și pentru suspensia și mediul filtrant respectiv.

În cele ce urmează se expun bazele teoretice și metoda experimentală necesare proiectării și exploatării filtrelor cu pânză (țesătură).

FILTRAREA CU FORMARE DE PRECIPITAT

1. Ecuația vitezei de filtrare

Ecuațiile folosite curent pornesc dela presupunerea că mișcarea lichidului în porii precipitatului și pânzei este laminară. Asimilând acești pori cu canale capilare, se aplică pentru curgerea lichidului ecuația lui Poiseuille :

$$Q = \frac{dV}{d\theta} = \frac{n\pi r^4 p A}{8\eta l}, \quad (1)$$

în care :

A — este suprafața filtrului

Q — debitul filtrului

V — volumul de lichid trecut prin suprafața de filtrare A în timpul θ :

n — numărul de capilare pe unitatea de suprafață ;

r — raza unui capilar ;

l — lungimea unui capilar ;

p — căderea de presiune în capilare ;

η — viscozitatea dinamică.

θ — timpul (durata) filtrării

Admițând că există proporționalitate directă între lungimea medie l_1 a capilarelor din stratul de precipitat și grosimea δ_1 a acestui strat, adică :

$$l_1 = \beta_1 \delta_1, \quad (2)$$

se poate scrie pentru stratul de precipitat :

$$\frac{1}{A} \cdot \frac{dV}{d\theta} = \frac{p_1}{\eta \frac{8\beta_1^4}{n_1 \pi r_1^4} \delta_1} = \frac{p_1}{\eta K_1 \delta_1}, \quad (3)$$

și în mod asemănător pentru pânză :

$$l_2 = \beta_2 \delta_2, \quad (4)$$

și

$$\frac{1}{A} \frac{dV}{d\theta} = \frac{p_2}{\pi \frac{8\beta_2}{n_2 \pi r_2^4} \delta_2} = \frac{p_2}{\eta K_2 \delta} \quad (5)$$

Din relațiile (3) și (5) se obține :

$$\frac{1}{A} \frac{dV}{d\theta} = \frac{p_1 + p_2}{\eta K_1 \delta_1 + \eta K_2 \delta_2} = \frac{p}{\eta (K_1 \delta_1 + K_2 \delta_2)} \quad (6)$$

în care p este căderea totală de presiune prin stratul de precipitat și pânză.

Ecuatia (6) se folosește de obicei sub una din formele următoare :

$$w = \frac{1}{A} \frac{dV}{d\theta} = \frac{p}{r_{et} \delta + \rho_t} \quad (7)$$

$$= \frac{p}{\eta (r_v \delta + \rho)} \quad (8)$$

$$= \frac{p}{\eta \left(r_v u \frac{V}{A} + \rho \right)} \quad (9)$$

$$= \frac{p}{\eta \left(rc \frac{V}{A} + \rho \right)} \quad (10)$$

în care :

- w este viteza de filtrare = volum de filtrat trecut în unitatea de timp prin unitatea de suprafață filtrantă, în dm/min ;
- r_{et} — rezistența specifică volumetrică medie a precipitatului în kgf·min/dm⁴ ;
- r_v — rezistența specifică volumetrică medie a precipitatului raportată la unitatea de viscozitate, în dm⁻² ;
- r — rezistența specifică gravimetrică medie a precipitatului, în dm/kgf ;
- u — volumul de precipitat depus în timpul trecerii unității de volum de filtrat (nedimensional) ;
- ρ_t — rezistența totală a pânzei, în kgf·min/dm³ ;
- ρ — rezistența pânzei raportată la unitatea de viscozitate, în dm⁻¹ ;
- c — greutatea precipitatului uscat depus în timpul trecerii unității de volum de filtrat, în kgf/dm³ ;

Rezistențele la curgere r_{et} , r_v , r , ρ_t , ρ sunt specifice precipitatului și condițiilor de lucru. Metodele pentru determinarea lor experimentală sunt expuse la punctele f și g de mai jos.

La aceleași ecuații se ajunge și fără asimilarea porilor precipitatului și pânzei cu canale capilare prin care filtratul curge în regim laminar. Folosind ecuația lui Darcy pentru curgerea printr'un strat poros :

pentru stratul de precipitat :

$$\frac{1}{A} \frac{dV}{d\theta} = K_1 \frac{p_1}{\eta \delta_1}; \quad (11)$$

pentru pânză :

$$\frac{1}{A} \frac{dV}{d\theta} = K_2 \frac{p_2}{\eta \delta_2}. \quad (12)$$

Notând $1/K_1 = r_e$ și $1/K_2 \delta_2 = r$, se regăsește după izolarea lui p_1 și p_2 și adunarea ecuațiilor rezultate, ecuația (8).

Mai simplu însă, făcând o analogie cu legea lui Ohm :

$$I = \frac{E}{R + r}, \quad (13)$$

în care :

I este intensitatea curentului, în coulombi /s ;

E — forța electromotoare, în volți ;

R — rezistența electrică exterioară a circuitului, în ohmi ;

r — rezistența electrică interioară a circuitului, în ohmi,

se poate serie, asimilând intensitatea curentului cu viteza de filtrare, forța electromotoare cu căderea de presiune prin precipitat și pânză și rezistențele electrice cu rezistențele la curgere :

$$w = \frac{1}{A} \frac{dV}{d\theta} = \frac{p}{R_p + r_t}. \quad (14)$$

Ținând seama că rezistența opusă de pânză este cu atât mai mare cu cât filtratul e mai viscos, și că rezistența precipitatului crește atât cu viscozitatea, cât și cu grosimea stratului, se pot face înlocuirile :

$$r_t = p\eta; \quad (15)$$

$$R_p = r_e\eta\delta, \quad (16)$$

pe care introducându-le în ecuația (14) se ajunge din nou la relația (8).

2. Dependența rezistenței specifice a precipitatului de presiune

Multe precipitate suferă, sub influența presiunii, o reducere a porozității prin deformarea particulelor și prin pătrunderea particulelor mici în golurile dintre cele mari. În consecință volumul specific scade și rezistența la curgere crește. Pentru exprimarea variației rezistenței specifice a precipitatului cu presiunea, s'au propus relațiile empirice :

$$r_{el} = r'_{el} p^a; \quad (17)$$

$$r_e = r'_e p^a; \quad (18)$$

$$r = r' p^a. \quad (19)$$

Uneori relațiile (17)–(19) nu corelează cu destulă exactitate datele experimentale, și atunci se folosesc relațiile mai generale :

$$r = r'' (1 + \alpha_1 p)^s \quad (20)$$

și

$$r = r'' (1 + \alpha_1 p^s) = r'' + \alpha_2 p^s, \quad (21)$$

care conduc însă la ecuații mai complicate pentru viteza de filtrare.

În ecuațiile (17)–(21) coeficienții r' , r'' și α și exponentul s , a cărui valoare variază între 0 și 1, trebuie determinați experimental.

3. Ecuația vitezei de filtrare în cazul precipitatelor compresibile

Introducând în ecuația (9) a vitezei de filtrare relația (18) care dă variația rezistenței specifice a precipitatului cu presiunea, rezultă :

$$\frac{dV}{d\theta} = \frac{1}{\frac{\eta r'_v u}{A^2 p^{1-s}} V + \frac{\eta p}{Ap}} \quad (22)$$

4. Integrarea ecuației vitezei de filtrare

Integrarea ecuației (22) conduce la relații simple, cu ajutorul cărora se poate calcula timpul θ necesar pentru trecerea volumului V de filtrat prin suprafața de filtrare A , sau invers, volumul de filtrat V care trece prin suprafața dată în timpul disponibil θ .

Astfel, dacă se filtrează la presiune constantă (cazul filtrelor cu vid cu acțiune continuă), integrarea ecuației (22) duce la :

$$\theta = \frac{\eta r'_v u}{2 p^{1-s} A^2} V^2 + \frac{\eta p}{pA} V. \quad (23)$$

În cazul precipitatelor compresibile, pentru obținerea unei structuri mai poroase a precipitatului (rezistență la filtrare mai mică), este avantajos uneori să se înceapă filtrarea la o presiune mai mică, care să fie apoi treptat mărită. Dacă creșterea presiunii se face astfel încât $\frac{dV}{d\theta} = \text{const}$ (filtrare la viteză constantă), ecuația (22) se integrează în forma :

$$\theta = \frac{\eta r'_v u}{p^{1-s} A^2} V^2 + \frac{\eta p}{pA} V. \quad (24)$$

În practica industrială se întâlnesc și alte regimuri de filtrare (filtrare la $\frac{p}{V} = \text{const}$, filtrare la $\frac{p}{\theta} = \text{const}$, etc.).

5. Diferite forme ale ecuațiilor filtrării cu formare de precipitat

În practică, cazul cel mai frecvent este cazul filtrării cu diferență constantă de presiune. Ecuațiile aplicabile în această situație sunt ecuațiile (22) și (23) puse însă sub forme mai convenabile.

Astfel, dacă în ecuația (22) pusă sub forma :

$$\frac{dV}{d\theta} = \frac{1}{2\eta \frac{r_e u}{2pA^2} \left(V + \frac{\rho A}{r_e u} \right)} \quad (25)$$

se introduc notațiile :

$$V_0 = \frac{\rho A}{r_e u} \quad \text{și} \quad b = \eta \frac{r_e u}{2pA^2},$$

V_0 fiind, după cum se vede, volumul de filtrat ce trebuie să treacă prin pânză pentru a se depune un strat de precipitat de rezistență egală cu a pânzei, se obține :

$$\frac{dV}{d\theta} = \frac{1}{2b(V + V_0)} \quad (26)$$

Ecuația integrată la $p = \text{const}$ duce la :

$$\theta = bV(V + 2V_0) \quad (27)$$

sau, notând $a = 2bV_0$:

$$\theta = bV^2 + aV \quad (28)$$

Odată determinate constantele a și V_0 , ecuația (27) permite calculul timpului θ necesar pentru obținerea volumului de filtrat V . Dacă se pune problema inversă, calcularea volumului de filtrat V ce se poate obține în timpul θ , ecuația (27) se folosește în forma :

$$V = \left(V_0^2 + \frac{\theta}{b} \right)^{0,5} - V_0 \quad (29)$$

În literatura de specialitate ecuația se întâlnește și în alte forme, socotite de autorii respectivi ca fiind mai comode în lucru. Astfel, Casatchin în cursul lui „Procese și aparatele principale în tehnologia chimică”, integrează ecuația (26) între limitele 0 și $\theta + \theta_0$, θ_0 fiind timpul necesar pentru formarea pe filtru a unui strat de precipitat de grosime egală cu a pânzei :

$$\int_0^{\theta + \theta_0} d\theta = \int_0^{V + V_0} 2b(V + V_0) dV \quad (30)$$

$$\theta + \theta_0 = b(V + V_0)^2, \quad (31)$$

$$\text{sau :} \quad (V + V_0)^2 = K(\theta + \theta_0), \quad (32)$$

în care $K = 1/b$ și $\theta_0 = bV_0^2$.

Pavlov și colaboratorii, în culegerea lor de probleme „Exemple și probleme la cursul de procese și aparate”, dau ecuația (28) sub forma :

$$V^2 + 2CV = K\theta. \quad (33)$$

Alți autori folosesc ecuațiile filtrării, cu formare de precipitat, sub formă gravimetrică. Astfel efectuând în ecuația (23) înlocuirile :

$$V = \frac{G_f}{\gamma} \quad \text{și} \quad u = u'\gamma$$

în care :

G_f este greutatea filtratului ;

γ — greutatea specifică a filtratului ;

u' — volumul precipitatului depus de unitatea de greutate de filtrat,

rezultă :

$$\theta = \frac{r'_v \eta u'}{\gamma \cdot 2p^{1-s} A^2} \cdot G_f^2 + \frac{\rho'}{\gamma} \cdot \frac{\eta}{p^{1-m}} G_f, \quad (34)$$

care poate fi și ea adusă sub forma :

$$\theta = bG_f(G_f + 2G_{f0}), \quad (35)$$

sau :

$$\theta = bG_f^2 + aG_f, \quad (36)$$

în care :

$$b = \frac{r'_v \eta u'}{\gamma \cdot 2p^{1-s} A^2}, \quad a = \frac{\rho'}{\gamma} \cdot \frac{\eta}{p^{1-m}} \quad \text{și} \quad G_{f0} = \frac{\rho' A}{r'_v u' p^{s-m}}. \quad (37)$$

6. Determinarea constantelor necesare în calculele filtrării cu formare de precipitat

a) Concentrația suspensiei σ (grame insolubil la sută de grame de suspensie). Concentrația suspensiei se determină evaporând la sec o cantitate determinată de suspensie și cântărind apoi reziduul rămas. Calculul concentrației se face după relația de mai jos, în care se ține seama și de conținutul în săruri solubile :

$$\sigma = \frac{100 (\sigma_t - \sigma_d)}{100 - \sigma_d} \quad (38)$$

în care :

σ este concentrația suspensiei, în grame insolubil la sută de grame de suspensie ;

σ_t — reziduu rămas la evaporare, în grame solubil și insolubil în o sută de grame de suspensie, în % ;

σ_d — substanțe solubile în filtratul suspensiei, în %.

b) Greutatea specifică a precipitatului umed, γ_0 . Se poate proceda fie cântărind o bucată de precipitat de volum determinat desprinsă cu atenție de pe filtru, fie determinând umiditatea precipitatului și calculând apoi pe γ_0 din :

$$\gamma_0 = \frac{100\gamma_s\gamma}{100\gamma + (\gamma_s - \gamma) W}, \quad (39)$$

în care :

γ_s este greutatea specifică a fazei solide ;

γ — greutatea specifică a fazei lichide ;

W — conținutul procentual în umiditate al precipitatului ;

c) Volumul de precipitat umed depus de unitatea de volum de filtrat, u . Suprafața filtrului se împarte într'un număr de părți egale și în fiecare din aceste zone se măsoară grosimea stratului de precipitat cu ajutorul unei rigle subțiri făcută din panglică de oțel lustruit, gradată în jumătăți de milimetru.

Grosimea medie calculată din aceste măsurători se introduce în relația :

$$u = \frac{\delta A}{V}, \quad (40)$$

în care A este suprafața de filtrare și V volumul de filtrat trecut prin suprafața A în timpul depunerii stratului de precipitat de grosime δ .

În cazul precipitatelor subțiri ($\delta < 3$ mm) măsura se execută după suflarea precipitatului de pe pânză. Bucățile obținute se așează pe o suprafață orizontală și se taie cu un cuțit cu lama fină, măsurându-se de fiecare dată lățimea urmei rămase pe lama cuțitului.

Pentru aflarea lui u se poate folosi și relația :

$$u = \frac{100C_s\gamma}{\gamma_0 [100\gamma - (\gamma + C_s) W]}, \quad (41)$$

în care $C_s = \sigma\gamma/(100 - \sigma)$ este concentrația suspensiei exprimată în unități de greutate de fază solidă pe unitatea de volum de fază lichidă, sau după relația :

$$u = \frac{C_s [100\gamma + (\gamma_s - \gamma) W]}{\gamma_s [100\gamma - (\gamma + C_s) W]}. \quad (42)$$

d) Greutatea precipitatului umed depus de unitatea de volum de filtrat, q :

$$q = u \gamma_0 = \frac{100\gamma C_s}{100\gamma - (\gamma + C_s) W}. \quad (43)$$

e) Greutatea fazei solide insolubile depuse pe filtru de unitatea de volum de filtrat, c :

$$C = \frac{C_s \gamma (100 - W)}{100\gamma - (\gamma + C_s) W} = \frac{\sigma \gamma (100 - W)}{100 [100 - (W + \sigma)]}. \quad (44)$$

Dacă filtratul conține o proporție însemnată de săruri solubile, în ecuațiile

(41) — (44) se înlocuiește W prin $W_f = \frac{W}{100 - \sigma_d} 100$, adică prin conținutul în

filtrat la sută de grame de precipitat umed, precum și greutatea specifică γ a fazei lichide, prin greutatea specifică γ_f a filtratului.

f) Rezistența specifică r_m a precipitatului și rezistența p a pânzei. Pentru determinarea lui r_m și p , ecuația (28) se pune sub forma :

$$\frac{\theta}{V} = bV + a. \quad (45)$$

Reprezentată grafic în coordonatele V și θ/V , ecuația (45) este o dreaptă cu panta b și ordonata la origine a . Măsurând aceste mărimi pe graficul obținut și folosind relațiile cunoscute,

$$r_m = b \frac{2pA^2}{\eta u} \quad \text{și} \quad p = \frac{u V_0 r_m}{A} = \frac{a}{2b} \frac{ur_m}{A},$$

sau :

$$r = b \frac{2pA^2}{\eta c} \quad \text{și} \quad p = \frac{c V_0 r}{A} = \frac{a}{2b} \frac{cr}{A}, \quad (46)$$

se pot calcula rezistențele r și p după cum între datele experimentale dispunem de u sau de c .

Exemplu. Se dau următoarele date experimentale :

Suprafața de filtrare $A = 0,959 \text{ dm}^2$

Diferența de presiune (vid) $p = 54,16 \text{ kgf/dm}^2$

Greutatea fazei solide depuse de
de 1 dm^3 de filtrat $c = 0,1619 \text{ kgf/dm}^3$

Viscozitatea filtratului la tempe-
ratura de filtrare $\eta = 0,926 \cdot 10^{-5} \text{ kgf} \cdot \text{min/dm}^2$

Se cunoaște deasemenea cum variază volumul total V trecut prin filtru, în funcție de timpul θ :

Numărul măsurătorii . .	1	2	3	4	5	6
Timpul dela în- ceputul filtrării θ (min)	0,833	1,833	3,333	5,167	7,500	10,167
Cantitatea de filtrat V (dm ³)	0,135	0,222	0,317	0,410	0,509	0,602
θ/V (min/dm ³) .	6,17	8,27	10,5	12,6	14,7	16,8

Se cere să se calculeze rezistențele la filtrare, r și ρ .

Pentru rezolvare se trasează dreapta $\theta/V = f(V)$ (fig. 28) și se măsoară ordonata la origine $a = 3,2 \text{ min/dm}^3$ și panta $b = 22,9 \text{ min/dm}^6$. Se calculează apoi:

$$r = b \frac{2pA^2}{\eta c} = 22,9 \frac{2 \cdot 54,16 \cdot (0,959)^2}{0,926 \cdot 10^{-8} \cdot 0,1 \cdot 619} = 152,5 \cdot 10^{10} \text{ dm/kgf}$$

$$\rho = \frac{a}{2b} \frac{cr}{A} = \frac{3,2}{2 \cdot 22,9} \cdot \frac{0,1 \cdot 619 \cdot 152,5 \cdot 10^{10}}{0,959} = 1,79 \cdot 10^{10} \text{ dm}^{-1}.$$

Când punctele nu se așează pe diagramă destul de aproape de linia dreaptă, se obțin rezultate mai exacte dacă se calculează constantele a și b după metoda celor mai mici pătrate. Folosind ecuația (45) rezultă:

$$\sum \left(\frac{\theta}{V} - bV - a \right)^2 = \text{minim.}$$

Condiția de minim cere ca:

$$\frac{\partial}{\partial a} \sum_1^n \left(\frac{\theta}{V} - bV - a \right)^2 = \sum_1^n 2 \left(\frac{\theta}{V} - bV - a \right) (-1) = 0,$$

și

$$\frac{\partial}{\partial b} \sum_1^n \left(\frac{\theta}{V} - bV - a \right)^2 = \sum_1^n 2 \left(\frac{\theta}{V} - bV - a \right) (-V) = 0,$$

de unde:

$$\sum_1^n \frac{\theta}{V} = na + b \sum_1^n V,$$

și

$$\sum_1^n \theta = a \sum_1^n V + b \sum_1^n V^2.$$

Calculând sumele pentru condițiile exemplului precedent, se obține:

$$x = \sum_1^6 \frac{\theta}{V} = 69,14; \quad y = \sum_1^6 V = 2,195; \quad x_1 = \sum_1^6 \theta = 28,83;$$

$$y_1 = \sum_1^6 V^2 = 0,958.$$

Aceste valori introduse în ecuațiile de mai sus duc, după rezolvarea sistemului, la:

$$a = \frac{xy_1 - x_1y}{ny_1 - y^2} = 3,174 \text{ min/dm}^3,$$

$$b = \frac{nx_1 - xy}{ny_1 - y^2} = 22,89 \text{ min/dm}^6,$$

Constantele r și ρ sunt specifice pentru suspensia, pânza și condițiile de lucru respective. Orice modificare a granulometriei fazei solide, a pH-ului, a diferenței de presiune, etc., aduce după sine modificări în valoarea constantelor. Chiar o schimbare a regimului de lucru în sensul trecerii de la filtrarea la presiune constantă la filtrarea la volum constant, produce o mică modificare a constantelor, deoarece indicele de compresibilitate al precipitatului este ceva mai mare în ultimul caz.

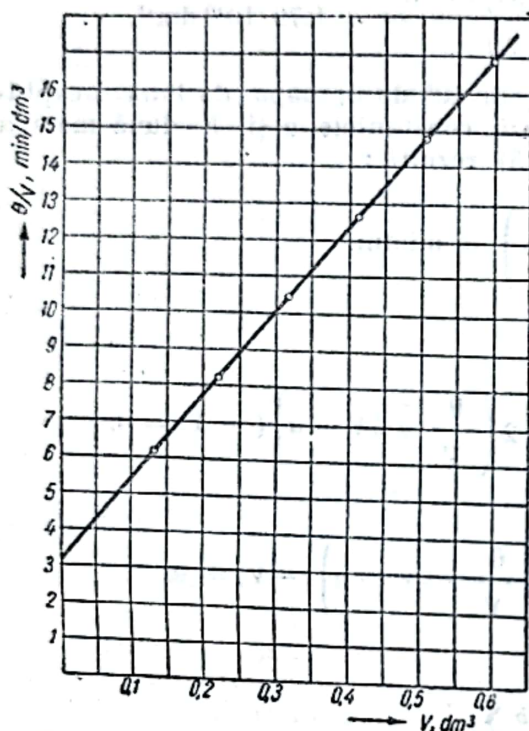


Fig. 28. Determinarea constantelor ecuației de filtrare.

la alte diferențe de presiune decât cele pentru care s'au făcut determinările. Se folosesc în acest scop ecuațiile (47)–(48).

g) Indicele de compresibilitate s al precipitatului și indicele de compresibilitate m al pânzei. După cum s'a văzut mai înainte :

$$r_m = r' p^s \quad (47)$$

și

$$\rho = \rho' p^m \quad (48)$$

sau, aplicând logaritmi,

$$\lg r_m = \lg r' + s \lg p \quad (49)$$

și

$$\lg \rho = \lg \rho' + m \lg p. \quad (50)$$

Din ecuațiile (49) și (50) se pot afla valorile constantelor s și m fie reprezentând grafic dreptele $\lg r = f(\lg p)$ și $\lg \rho = f(\lg p)$ în care caz ordonatele la origine vor avea valorile $\lg r'$ și $\lg \rho'$, iar pantele valorile s și m , fie calculând aceste constante după metoda celor mai mici pătrate, așa cum s'a arătat pentru r .

Cunoașterea indicilor de compresibilitate s și m și a constantelor r' și ρ' pentru condițiile respective, permite calcularea rezistențelor r și ρ și

7. Aparatura specială necesară în cercetarea filtrării

Determinările experimentale pentru cercetarea condițiilor de filtrare ale suspensiilor și pentru găsirea constantelor, se pot face destul de ușor chiar pe filtre industriale. De obicei ele se fac însă pe filtre mici de laborator (suprafața circa 1 dm²), în care se caută să se reproducă cât mai fidel condițiile industriale.

Un filtru de laborator simplu este cel din fig. 29. Ansamblul unei instalații de laborator cu un astfel de filtru este redat în fig. 30. După cum se vede, filtrul 1 poate fi așezat în poziția de sugere *a*, care corespunde situației suprafeței filtrante a unui filtru rotativ, în poziția de sugere, laterală *b*, corespunzând situației unui filtru cu elemente verticale și în poziția de turnare *c*, ca în cazul unui filtru plan sau nuce. Structura precipitatului și ca atare și constantele ecuației de filtrare vor fi altele pentru fiecare din aceste poziții. Restul pieselor instalației se vede pe figură.

Cu filtre de acest tip se pot face toate determinările necesare în lucrul cu filtrele discontinui. Pentru cele continue însă, există unele condiții care nu se

pot stabili decât pe un aparat de laborator construit asemenea celui industrial, sau chiar pe un filtru industrial.

Aşa, de exemplu, pentru filtrele rotative este important să se determine porţiunea din suprafaţa totală a filtrului care trebuie afectată zonei de spălare. Deoarece această zonă nu este cufundată în apă ci numai stropită din exterior cu un pulverizator, viteza de filtrare calculată din ecuaţia cunoscută, nu corespunde cu cea reală. Factorul cu care trebuie înmulţită valoarea calculată pentru a găsi valoarea reală a suprafeţii, se determină deaceia experimental pe un filtru rotativ.

În privinţa efectuării determinărilor, mai trebuie semnalat un fapt important. După cum se vede şi în fig. 30, între filtrul şi vasul de măsură există un

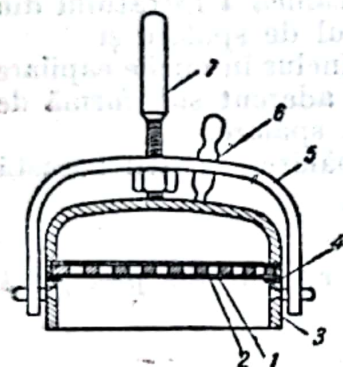


Fig. 29. Filtru experimental de laborator:

1 - pânză filtrantă; 2 - placă găurită; 3 - ramă; 4 - garnitură de etanșare; 5 - bridă de strângere; 6 - ștuț de evacuare a filtratului; 7 - șurub de strângere.

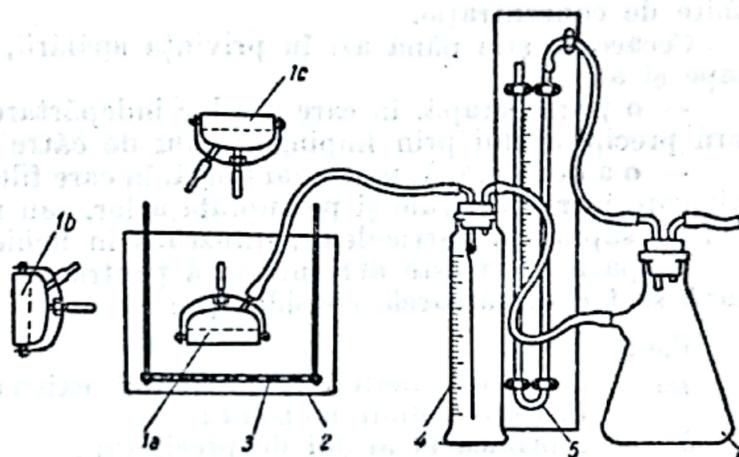


Fig. 30. Aparatură de laborator pentru determinarea constantelor ecuației de filtrare:

1 - filtru; 2 - bac cu suspensie; 3 - grătar agitator; 4 - cilindru gradat; 5 - manometru; 6 - vas de trompă.

tub de legătură destul de lung. În acest tub și în filtrul însuși, încapă un volum de lichid care nu poate fi neglijat. Pe de altă parte, determinările volumului de filtrat colectat în vasul de măsură, nu pot fi începute chiar dela curgerea primei picături în vas, întrucât la început presiunea nu este constantă.

Ținând seama de volumul de filtrat V_c cuprins în tubul de legătură și în filtru, precum și de volumul V_i cules în vasul de măsură până la atingerea regimului de lucru și începerea măsurărilor, ecuația (26) se va scrie:

$$\frac{dV}{d\theta} = \frac{1}{2b(V + V_0 + V_c + V_i)} \quad (51)$$

sau integrând:

$$\int_{0_c+0_i}^{0_c+0_i+0} d\theta = 2b \int_{V_c+V_i}^{V_c+V_i+V} (V + V_c + V_i + V_0) dV$$

$$\theta = bV^2 + 2b(V_c + V_i + V_0)V, \quad (52)$$

sau:

$$\frac{\theta}{V} = bV = 2b(V_c + V_i + V_0). \quad (53)$$

Din ecuația (53) se vede că panta dreptei $\theta/V = f(V)$ a rămas neschimbată și egală cu b , dar ordonata la origine este acum $a = 2b(V_i + V_i + V_0)$. Dacă trebuie determinată numai rezistența r a precipitatului, deoarece aceasta depinde numai de b , rezultă tot din (53), că V_c și V_i nu mai trebuie măsurate.

8. Spălarea precipitatelor

După filtrare, filtratul conținut în porii precipitatului trebuie de cele mai multe ori îndepărtat; în acest scop se face o spălare cu lichid până ce concentrația substanțelor solubile din precipitat ajunge la o limită tolerabilă. Problema care se pune este calcularea timpului necesar pentru atingerea acestei limite de concentrație.

Ceeace se știe până azi în privința spălării, este că ea decurge în două etape și anume:

— o primă etapă, în care are loc îndepărtarea mecanică a filtratului din porii precipitatului prin împingerea lui de către lichidul de spălare și

— o a doua etapă, mult mai lungă, în care filtratul inclus în micile capilare existente între particule și pe suprafața lor, sau rămas aderent sub formă de film pe suprafața particulelor, difuzează în lichidul de spălare.

Etapa a doua este determinantă pentru durata spălării. Pentru această etapă se fac următoarele considerații:

Fie:

g_{ps} — greutatea materialului solubil existent în stratul de precipitat într'un anumit moment;

δ — grosimea stratului de precipitat;

A — suprafața de spălare;

V_p — volumul precipitatului;

g_{ws} — greutatea materialului solubil dizolvat în lichidul de spălare dela începutul perioadei de spălare;

V_w — volumul lichidului de spălare trecut prin precipitat dela începutul perioadei de spălare;

c — concentrația lichidului de spălare într'un anumit moment;

θ — timpul dela începutul perioadei de difuziune, și

w — viteza de spălare.

Dacă grosimea și textura precipitatului, suprafața de filtrare, temperatura, viteza de spălare și natura materialului solubil rămân constante în timpul spălării, se poate admite că în orice moment concentrația materialului solubil în lichidul de spălare este proporțională cu concentrația materialului solubil în stratul de precipitat:

$$c = \frac{dg_{ws}}{dV_w} = k \frac{g_{ps}}{V_p} \quad (54)$$

În momentul următor:

$$c + dc = k \frac{g_{ps} - dg_{ws}}{V_p}$$

de unde:

$$dc = - \frac{k}{V_p} dg_{ws} \quad (55)$$

Inlocuind în ecuația vitezei de spălare :

$$\frac{dV_w}{d\theta} = Aw, \quad (56)$$

valoarea lui dq_{ws} din relația (54), rezultă :

$$dq_{ws} = Awc d\theta \quad (57)$$

care, introdusă în relația (55) conduce la :

$$dc = -\frac{k}{V_p} Awc d\theta \quad (58)$$

și notând $\delta = \frac{V_p}{A}$, relația (58) se transformă în :

$$\frac{dc}{c} = -\frac{k}{\delta} w d\theta, \quad (59)$$

care integrată dă :

$$\ln c = -\frac{k}{\delta} w\theta + \ln c'.$$

sau :

$$c = c' e^{-\frac{kw}{\delta} \theta}. \quad (60)$$

Pentru a putea folosi relația (60) în calcule, trebuie determinate constantele c' și k . Făcând o serie de determinări ale concentrației c la intervale de timp cunoscute, dacă restul mărimilor (k , w , δ) sunt constante, c' și k se determină ușor, grafic, din reprezentarea dreptei :

$$\lg c = \lg c' - 2,303 \frac{kw}{\delta} \theta. \quad (61)$$

În cele de mai sus s'a admis că mărimea constantei k depinde numai de textura precipitatului, de natura lichidului de spălare și de natura substanțelor solubile în acesta. Este însă de așteptat ca echilibrul între lichidul de spălare și stratul de precipitat să fie atins numai pentru straturi groase și viteze de spălare mici.

Experiențele făcute pentru spălarea cu apă într'un filtru cu elemente verticale, a unui pământ de diatomite îmbibat cu sare, au arătat că în limitele $\delta = 1,5-2,8$ cm și $w = 0,04-0,08$ dm³/dm²·min, k este independent de grosimea precipitatului și viteza de spălare. Ecuațiile de mai sus sunt deci valabile, în limitele obișnuite de funcționare ale filtrelor industriale.

La viteze mari de spălare, se produce probabil și o antrenare mecanică a substanțelor solubile, care compensează neatingerea echilibrului.

FILTRAREA SUSPENSIILOR CU CONȚINUT NEINSEMNAT DE FAZĂ SOLIDĂ

De multe ori se pune problema curățirii prin filtrare, a unor lichide ce conțin mici cantități de solide în suspensie (de exemplu, filtrarea uleiului de transformatori sau a siropurilor din industria zahărului). În asemenea cazuri, nu se mai formează un strat de precipitat pe pânză și ca atare, considerațiile făcute la filtrarea cu formare de precipitat nu mai sunt valabile.

Filtrarea suspensiilor slab concentrate decurge după una din formele următoare :

1. Legea standard

Cele mai multe suspensii slab concentrate filtrează după această lege, care se și numește deaceia legea standard.

Pentru aceste suspensii se presupune că faza solidă se depune pe pereții capilarelor pânzei micșorându-le raza de la valoarea r_0 la r , și se admite o curgere laminară pentru lichidul din capilare. Se poate atunci scrie după Poiseuille :

$$w_0 = \frac{\pi r_0^4 p n}{8 \eta l} \quad (62)$$

și

$$w = \frac{\pi r^4 p n}{8 \eta l}, \quad (63)$$

în care :

w_0, w este viteza de filtrare inițială și momentană;

p — diferența de presiune;

r_0, r — raza inițială și momentană medie a capilarelor;

l — lungimea medie a unui capilar;

n — numărul de capilare pe unitatea de suprafață;

η — viscozitatea filtratului.

Dacă u este volumul de precipitat depus odată cu trecerea prin filtru a unei unități de volum de filtrat, se poate scrie volumul de precipitat depus pe pereții unui capilar ca fiind egal cu :

$$\frac{u}{An} dV = - 2\pi l r dr, \quad (64)$$

în care :

A este suprafața filtrului;

V — volumul de filtrat trecut.

Integrând :

$$\int_0^V dV = - \frac{2\eta l A n}{u} \int_{r_0}^r r dr;$$

$$V = \frac{\pi l A n}{u} (r_0^2 - r^2). \quad (65)$$

Introducând în (65) valorile lui r_0 și r scoase din ecuațiile (62) și (63), rezultă :

$$\begin{aligned} V &= A\eta^{0,5} \left(\frac{8\pi l^3 n}{pu^2} \right)^{0,5} (w_0^{0,5} - w^{0,5}) \\ &= \frac{A\eta^{0,5}}{k} (w_0^{0,5} - w^{0,5}), \end{aligned} \quad (66)$$

relație care se mai poate scrie și sub forma :

$$w = \left(w_0^{0,5} - \frac{k}{A\eta^{0,5}} V \right)^2,$$

sau :

$$\frac{1}{A} \frac{dV}{d\theta} = w_0 \left(1 - \frac{k}{w_0^{0,5} A \eta^{0,5}} V \right)^2. \quad (67)$$

Separând variabilele în ecuația (67),

$$d\theta = \frac{1}{w_0 A} \left(1 - \frac{k}{w_0^{0,5} A \eta^{0,5}} V \right)^{-2} dV.$$

și integrând între 0 și V ,

$$\theta = \frac{1}{w_0 A} \cdot \frac{V}{1 - \frac{k}{w_0^{0,5} A \eta^{0,5}} V}. \quad (68)$$

Pentru determinarea constantelor, este mai comodă următoarea formă a ecuației (68);

$$\frac{1}{\theta} = w_0 A \frac{1}{V} - \frac{k w_0^{0,5}}{\eta^{0,5}}, \quad (69)$$

care este o dreaptă cu panta $w_0 A$ și ordonată la origine : $(-k w_0^{0,5} / \eta^{0,5})$ când se ia ca ordonată $1/\theta$, iar ca abscisă $1/V$.

2. Legea filtrării cu astuparea porilor

O altă categorie de suspensii se comportă ca și cum odată cu trecerea unei unități de volum de filtrat pe fiecare unitate de suprafață s'ar infunda complet un număr x de pori ai pânzei. În acest caz, dacă inițial când toți porii pânzei sunt deschiși, viteza de filtrare se poate scrie după legea lui Poiseuille :

$$w_0 = \frac{\pi r^4 p n_0}{8 \eta l}, \quad (70)$$

după trecerea volumului de filtrat V , viteza de filtrare devine :

$$\frac{1}{A} \frac{dV}{d\theta} = w = \frac{\pi r^4 p}{8\eta l} \left(n_0 - x \frac{V}{A} \right) \quad (71)$$

sau, notând :

$$k = x \frac{\pi r^4 p}{8\eta l}, \quad (72)$$

rezultă :

$$\frac{dV}{d\theta} = Aw_0 - kV, \quad (73)$$

ecuație care poate fi folosită pentru determinarea constantelor k și w_0 .
Separând variabilele în ecuația (73) și integrând, se obține :

$$\theta = -\frac{1}{k} \ln (Aw_0 - kV) + C.$$

Condiția inițială $V = 0$ pentru $\theta = 0$, conduce la :

$$C = \frac{1}{k} \ln Aw_0,$$

de unde rezultă :

$$\theta = \frac{1}{k} \ln \frac{Aw_0}{Aw_0 - kV}, \quad (74)$$

sau :

$$V = A \frac{w_0}{k} \left(1 - \frac{1}{e^{k\theta}} \right). \quad (75)$$

3. Legea intermediară

Există și o a treia categorie de suspensii, cum este de exemplu soluția brută de viscoză, care filtrează după o lege a cărei formă s'a determinat experimental ca fiind :

$$k\theta = \frac{1}{w} + C, \quad (76)$$

în care pentru θ se obține, utilizând condiția inițială $w = w_0$ pentru $\theta = 0$,

$$C = -\frac{1}{w_0}.$$

Deci :

$$k\theta = \frac{1}{w} - \frac{1}{w_0}. \quad (77)$$

Din relația (77) se pot scoate ușor relațiile $\theta = f(V)$ și $V = f(\theta)$. Astfel din :

$$\left(k\theta + \frac{1}{w_0}\right)^{-1} = \frac{1}{A} \frac{dV}{d\theta}; \quad (78)$$

prin integrare se obține :

$$V = \frac{A}{k} \ln \left(k\theta + \frac{1}{w_0}\right) + C. \quad (79)$$

Condiția inițială $w = w_0$ pentru $\theta = 0$ permite determinarea constantei de integrare, care este dată de expresia :

$$C = -\frac{A}{k} \ln \frac{1}{w_0}. \quad (80)$$

Deci :

$$V = \frac{A}{k} \ln \frac{k\theta + \frac{1}{w_0}}{\frac{1}{w_0}} = \frac{A}{k} \ln (1 + kw_0\theta) \quad (81)$$

și

$$\theta = \frac{1}{kw_0} \left(e^{\frac{kV}{A}} - 1 \right). \quad (82)$$

Această lege se numește intermediară, deoarece rezistența la curgere opusă de peretele filtrant crește în acest caz mai repede decât la filtrarea cu depunere de precipitat, însă mai încet decât la filtrarea după legea standard. Într'adevăr, dacă se notează :

$$\frac{1}{w} = R,$$

ecuația filtrării cu formare de precipitat (26), se poate scrie sub forma :

$$R = 2bAV + 2bV_0A, \quad (83)$$

ecuația filtrării după legea intermediară (77) se poate aduce, folosind și ecuația (82), la forma :

$$R = \frac{1}{w_0} e^{\frac{kV}{A}}, \quad (84)$$

ecuația (67) a filtrării după legea standard la forma :

$$R = \frac{1}{w_0} \left(1 - \frac{k}{w_0^{0.5} A \eta^{0.5}} V \right)^{-2} \quad (85)$$

și ecuația (73) a filtrării cu astuparea porilor la forma :

$$R = \frac{1}{w_0 - \frac{k}{A} V} \quad (86)$$

Calculând apoi expresiile dR/dV , se obține din relația (83) pentru filtrarea cu formare de precipitat :

$$\frac{dR}{dV} = 2bA = k_p \quad (87)$$

din relația (84) pentru filtrarea după legea intermediară :

$$\frac{dR}{dV} = \frac{k}{w_0 A} e^{\frac{kV}{A}} = k_2 R \quad (88)$$

din relația (85) pentru filtrarea după legea standard :

$$\begin{aligned} \frac{dR}{dV} &= \frac{2}{w_0} \left(1 - \frac{k}{w_0^{0.5} A \eta^{0.5}} V \right)^{-3} \cdot \frac{k}{w_0^{0.5} A \eta^{0.5}} \\ &= k_3 \left(1 - \frac{k}{w_0^{0.5} A \eta^{0.5}} V \right)^{-3} = k_3 R^{1.5} \end{aligned} \quad (89)$$

și din relația (86) pentru filtrarea cu astuparea porilor :

$$\frac{dR}{dV} = \frac{k}{A} \frac{1}{\left(w_0 - \frac{k}{A} V \right)^2} = k_4 R^2 \quad (90)$$

Din examinarea relațiilor (87)–(90) se vede imediat că legea intermediară reprezintă din punctul de vedere al creșterii rezistenței totale la filtrare R , un caz intermediar între legea filtrării cu formare de precipitat și legea standard.

ECUAȚIA GENERALĂ A FILTRĂRII PRIN PÂNZA

Din ecuațiile prezentate până acum, apare posibilă deducerea unei relații generale care să înglobeze toate cazurile posibile la filtrarea prin pânză.

Intr'adevăr, din examinarea ecuațiilor (87)–(90) rezultă că în toate cazurile legea după care filtrează suspensia, se poate scrie sub forma :

$$\frac{dR}{dV} = k R^n$$

respectiv :

$$\frac{d^2 \theta}{dV^2} = K_1 \left(\frac{d\theta}{dV} \right)^n, \quad (91)$$

în care constanta K_1 ia diferite valori în funcție de legea de filtrare aplicabilă în cazul dat și de condițiile în care se desfășoară filtrarea, iar exponentul n are valoarea $n = 0$ pentru filtrarea cu formare de precipitat, $n = 1$ pentru filtrarea după legea intermediară, $n = 1,5$ pentru filtrarea după legea standard și $n = 2$ pentru filtrarea cu astuparea porilor.

Ținând seama că $dV/d\theta = Aw$, se poate scrie :

$$\frac{d^2 \theta}{dV^2} = \frac{d \frac{d\theta}{dV}}{dV} = \frac{1}{\frac{dV}{d\theta}} \frac{d \frac{d\theta}{dV}}{d\theta} = - \frac{1}{A^2} \frac{dw}{w^3}, \quad (92)$$

și folosind și relația (91) :

$$\frac{dw}{d\theta} = -K_1 A^2 w^{3-n} = -K w^{3-n}, \quad (93)$$

care prin integrare duce la :

$$\theta = - \frac{1}{K} \int_{w_0}^w w^{n-3} dw = - \frac{1}{K(n-2)} \left| w^{n-2} \right|_{w_0}^w,$$

sau :

$$\theta = \frac{w^{n-2} - w_0^{n-2}}{K(2-n)}, \quad (94)$$

ecuație care se poate folosi pentru toate cazurile cu excepția cazului $n = 2$ (filtrarea cu astuparea porilor).

Introducând notațiile :

$$x = n - 2, \quad y = \frac{1}{K(2-n)} \quad \text{și}$$

$$z = - \frac{w_0^{n-2}}{K(2-n)},$$

ecuația (94) se poate scrie sub forma :

$$\theta = y w^x + z. \quad (95)$$

Forma (95) este comodă pentru determinarea parametrilor x, y, z pe baza datelor experimentale.

În acest scop, se trasează din datele experimentale curba $w = f(\theta)$, pe care se aleg trei puncte de coordonate (w_1, θ_1) , (w_2, θ_2) , (w_3, θ_3) în așa fel ca să fie satisfăcută relația :

$$\sqrt{w_1 w_2} = w_3. \quad (96)$$

Deoarece punctele satisfac ecuația (95), se poate scrie :

$$\left(\frac{\theta_1 - z}{y} \right)^{\frac{1}{x}} = w_1 \quad (97)$$

$$\left(\frac{\theta_2 - z}{y} \right)^{\frac{1}{x}} = w_2 \quad (98)$$

$$\left(\frac{\theta_3 - z}{y} \right)^{\frac{1}{x}} = w_3. \quad (99)$$

Introducând egalitățile (97)–(99) în relația (96), rezultă :

$$z = \frac{\theta_1 \theta_2 - \theta_3^2}{\theta_1 + \theta_2 - 2\theta_3}. \quad (100)$$

Odată valoarea lui z cunoscută, parametrii x , y se determină ușor, dacă se reprezintă grafic ecuația (95) sub forma :

$$\lg(\theta - z) = x \lg w + \lg y. \quad (101)$$

STABILIREA REGIMULUI OPTIM DE LUCRU AL FILTRELOR

Pentru obținerea unui maxim de productivitate, se fac cu suspensia dată încercări de laborator, în scopul determinării condițiilor optime de lucru. Încercările se fac în ordinea de mai jos :

1. Alegerea pânzei

La alegerea pânzei, se ține seama de rezistența la filtrare și de timpul de infundare a porilor. Se procedează astfel :

Se filtrează suspensia un anumit timp prin fiecare din pânzele în discuție. Se măsoară grosimea stratului de precipitat și umiditatea lui.

Se repetă încercările cu diferite concentrații ale suspensiei și se trasează curbe ca cele din fig. 31. Pânza cea mai bună este aceea cu care se obține stratul de precipitat de cea mai mare grosime și cu cea mai mică umiditate (în fig. 31 pânza A).

Pânzele se supun apoi încercării pentru determinarea vitezei de infundare a porilor. În acest scop se filtrează prin fiecare pânză un anumit timp aceeași suspensie, în aceleași condiții. Se măsoară grosimea stratului de precipitat, se rade apoi precipitatul de pe

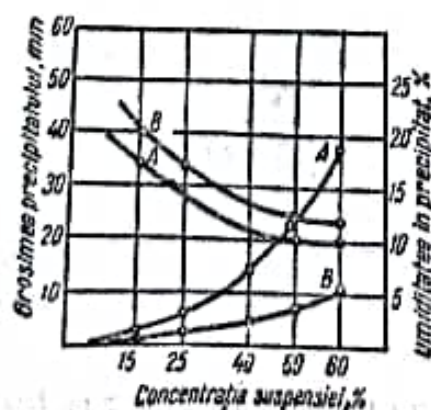


Fig. 31. Alegerea pânzei.

pânze și se repetă filtrarea în aceleași condiții. Operația se repetă de mai multe ori, având grijă să se noteze de fiecare dată grosimea precipitatului obținut. De obicei sunt suficiente cinci repetări.

Se trasează apoi curbele $H = f(n)$ în care H este grosimea precipitatului și n numărul de ordine al filtrării respective. Pânza cea mai bună este aceea la care curba începe cu cel mai mare H și descrește apoi cu panta cea mai mică, adică pânza care are inițial cea mai mică rezistență la filtrare și care se infundă în cel mai lung timp.

De cele mai multe ori, în special la suspensiile cu faza solidă fin dispersată, încercările se pot corela prin relația empirică :

$$H_n = H_1 e^{-K(n-1)} \quad (102)$$

în care :

K este o constantă specifică pânzei și condițiilor date :

n — numărul de filtrări efectuate ;

H_1 — grosimea straturilor de precipitat după prima filtrare ;

H_n — grosimea straturilor de precipitat după n filtrări.

2. Determinarea duratei optime de filtrare

Durata perioadei de filtrare trebuie aleasă în așa fel încât să se obțină pe unitatea de timp o grosime cât mai mare de precipitat cu o umiditate cât mai redusă. Această determinare este importantă în special pentru filtrele continue, pentru stabilirea vitezei de deplasare a pânzei (turația, la cele rotative).

Pentru filtrarea la presiune constantă, dacă se substituie $V = A\delta/u$ în ecuația (23), se obține :

$$\theta = \frac{\eta r_v'}{2p^{1-s}u} \delta^2 + \frac{\eta c}{pu} \delta, \quad (103)$$

ecuație care în sistemul de coordonate (δ, θ) reprezintă o parabolă mai mult sau mai puțin depărtată de bisectoarea axelor de coordonate. În limitele valorilor interesante din punct de vedere practic, curba $\delta = f(\theta)$ poate fi reprezentată aproximativ prin parabola :

$$\delta = C\theta^n \quad (104)$$

în care n are în general valori mai mici decât unitatea : $n \leq 1$.

Umiditatea precipitatului variază și ea în decursul filtrării, chiar dacă aceasta are loc la presiune constantă.

Se pare că datorită variației vitezei de filtrare are loc o schimbare în structura precipitatului. Deoarece ecuațiile (22) — (23) rămân totuși valabile, este probabil că u și r_v' variază în așa fel, încât produsul lor rămâne o mărime constantă.

Numărul combinațiilor posibile între curbele de variație a grosimii precipitatului cu timpul și curbele de variație a umidității (fig. 32), este destul de mare.

Pentru exemplificarea modului de alegere a duratei optime de filtrare se consideră cazurile reprezentate în fig. 33.

Este evident că în cazul *a* este avantajos un timp de filtrare scurt, în cazul *b* un timp de filtrare lung, în cazul *c* timpul de filtrare trebuie să fie ori foarte scurt, ori foarte lung, în cazul *d* trebuie ales în vecinătatea minimumului prezentat de curba de variație a umidității $W = f(\theta)$, iar în cazul *e* timpul de filtrare este indiferent deoarece $\delta = f(\theta)$ este o linie dreaptă și W nu depinde de θ .

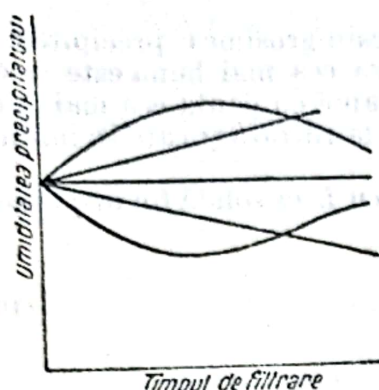


Fig. 32. Variația umidității timpului de filtrare.

În afară de cele de mai sus, la alegerea duratei de filtrare trebuie să se țină seamă și de caracteristicile constructive ale filtrului. De exemplu, la filtrele rotative cu vid, durata de filtrare nu poate fi prea scurtă (respectiv turația nu poate fi prea mare) deoarece este necesar ca în timpul perioadei de filtrare precipitatul să ajungă la o grosime de cel puțin 3–4 mm pentru a putea fi desprins de cuțit.

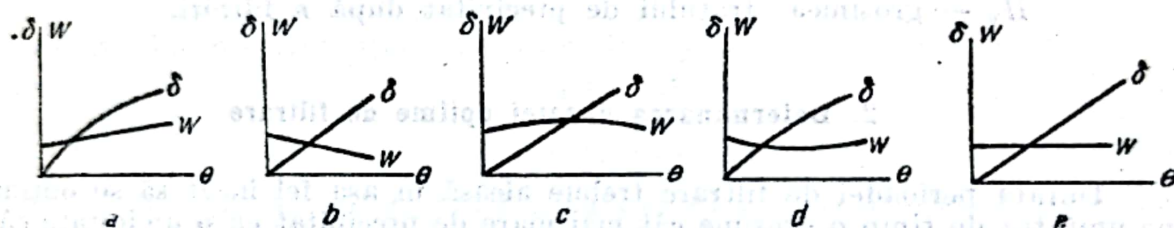


Fig. 33. Alegerea grosimii optime de precipitat.

3. Alegerea concentrației optime a suspensiei și a mărimii diferenței de presiune

Alegerea se face și aici pe baza examinării curbelor de variație a grosimii și umidității straturilor de precipitat. Se trasează aceste curbe în funcție de concentrația suspensiei și de diferența de presiune și se aleg condițiile pentru care se obține cea mai mare grosime și cea mai mică umiditate.

În general, creșterea grosimii precipitatului și descreșterea umidității, au loc în același sens cu creșterea diferenței de presiune și a concentrației suspensiei. Valori prea mari pentru σ și p nu se pot totuși lua, deoarece la concentrații mari conductele de alimentare cu suspensie se înfundă des, iar la diferențe mari de presiune consumul de energie al pompelor devine important și umiditatea precipitatului poate începe să crească.

4. Alegerea temperaturii de lucru și a diluției optime a fazei lichide

Creșterea temperaturii suspensiei micșorează vâscozitatea fazei lichide. Filtrarea decurge mai repede la cald, obținându-se pentru același timp de filtrare grosimi de precipitat cu atât mai mari cu cât temperatura este mai ridicată. Umiditatea precipitatului însă nu scade.

Problema încălzirii suspensiei și a alegerii temperaturii optime depinde de considerații economice și bineînțeles de eventualitatea degradării părții utile prin efectul termic.

O influență asemănătoare o are diluarea fazei lichide, care se aplică uneori în cazul filtrării suspensiilor cu fază lichidă viscoasă. Micșorarea vâscozității

prin diluție este însă evident însoțită de creșterea cantității totale de lichid în suspensie, așa că la o diluție exagerată se va produce în loc de o scurtare, o lungire a timpului de filtrare.

Dacă se notează cu N fracția volumetrică de diluant în filtratul total, viteza de filtrare a fazei lichide inițiale (nediluată) se va scrie :

$$w = \frac{1}{A} \frac{dV}{d\theta} (1 - N) = \frac{p}{\eta \left(r_{cu} \frac{V}{A} + \rho \right)} (1 - N), \quad (105)$$

și admitând că viscozitatea variază după legea empirică :

$$\eta = \beta N^\gamma, \quad (106)$$

în care β și γ sunt două constante ce se determină experimental, rezultă :

$$w = \frac{1 - N}{A} \frac{dV}{d\theta} = \frac{1 - N}{N^\gamma} \frac{p}{\beta \left(r_{cu} \frac{V}{A} + \rho \right)} \quad (107)$$

Valoarea maximă pentru w se obține punând condiția :

$$\frac{\partial w}{\partial N} = \frac{\gamma - 1 - \gamma N^{-1}}{N^\gamma} \frac{p}{\beta \left(r_{cu} \frac{V}{A} + \rho \right)} = 0, \quad (108)$$

care se realizează atunci când :

$$N = \frac{\gamma}{\gamma - 1}. \quad (109)$$

Exponentul γ se determină ușor, grafic, punând ecuația (106) sub forma :

$$\lg \eta = \gamma \lg N + \lg \beta.$$

CALCULUL UNUI FILTRU CU VID CU TAMBUR CELULAR ROTATIV*)

La calcularea acestui tip de filtre se determină :

- n — numărul total de sectoare;
- A_1 și n_1 — suprafața și numărul de sectoare din zona de filtrare;
- n_2 — numărul de sectoare din zona de spălare;
- n_u — numărul de sectoare din zona de uscare;
- A_t — suprafața totală;
- D — diametrul tamburului;
- l — lățimea tamburului;
- h — adâncimea de afundare a tamburului în cuva cu suspensie;
- N — turația tamburului.

*) după Spanov — Filtre cu acțiune continuă, Moscova, 1919, Mașghiz.

Pentru calcul sunt necesare următoarele date:

- G — productivitatea dorită în kilograme de suspensie filtrată în unitatea de timp;
 p — diferența de presiune la filtrare, spălare și uscare;
 r_v — rezistența specifică a precipitatului;
 p_v — rezistența specifică a pânzei;
 η — viscozitatea filtratului la temperatura de filtrare;
 u — volumul de precipitat umed depus pe filtru de unitatea de volum de filtrat;
 δ — grosimea optimă a stratului de precipitat;
 γ_s — greutatea specifică a precipitatului;
 γ_s — greutatea specifică a fazei solide (insolubile);
 γ — greutatea specifică a fazei lichide;
 W — umiditatea precipitatului înainte de uscare;
 W_u — umiditatea precipitatului după uscare;
 L — cantitatea de lichid de spălare necesară pentru un kilogram de precipitat;
 η_w — viscozitatea lichidului de spălare;
 θ_w — timpul necesar pentru spălare;
 θ_u — timpul necesar pentru uscare.

Unele din datele de mai sus nu sunt strict necesare.

De exemplu, cantitatea de lichid de spălare se poate calcula din timpul de spălare sau viceversa, dacă se admite că viteza de spălare este egală cu ultima viteză de filtrare.

Deasemenea, greutatea specifică a precipitatului s'ar putea calcula din umiditate și din greutățile specifice ale componentelor.

Exemplu. Se dimensionează filtrul rotativ necesar pentru filtrarea a 12 800 l/h suspensie în condițiile de mai jos:

- | | |
|--|---|
| 1. Concentrația suspensiei | $\sigma = 18\%$ |
| 2. Greutatea specifică a fazei solide | $\gamma_s = 2,17 \text{ kgf/dm}^3$ |
| 3. Greutatea specifică a fazei lichide la temperatura de filtrare | $\gamma = 1,03 \text{ kgf/dm}^3$ |
| 4. Conținutul în fază lichidă al precipitatului umed după filtrare | $W = 55\%$ |
| 5. Viscozitatea filtratului la temperatura de filtrare | $\eta = 0,915 \cdot 10^{-8} \text{ kgf} \cdot \text{min/dm}^2$ |
| 6. Rezistența specifică a precipitatului | $r = 231 \cdot 10^{10} \text{ dm/kgf}$ |
| 7. Rezistența pânzei | $p_v = 2,63 \cdot 10^{10} \text{ dm}^{-1}$ |
| 8. Grosimea precipitatului | $\delta = 0,08 \text{ dm}$ |
| 9. Diferența de presiune la filtrare | $p = 55 \text{ kgf/dm}^2$ |
| 10. Diferența de presiune la spălare | $p_w = 55 \text{ kgf/dm}^2$ |
| 11. Viscozitatea lichidului de spălare la temperatura de filtrare | $\eta_w = 0,685 \cdot 10^{-8} \text{ kg} \cdot \text{min/dm}^2$ |
| 12. Cantitatea necesară de lichid spălător pe kg de precipitat | $L = 1 \text{ l/kgf}$ |
| 13. Timpul de uscare | $\theta_u = 0,502 \text{ min}$ |
| 14. Umiditatea precipitatului după uscare | $W_u = 40\%$ |

Cu ajutorul datelor de mai sus se obține:

15. Conținutul în fază solidă al suspensiei:

$$c_s = \frac{\sigma \gamma}{100 - \sigma} = \frac{18 \cdot 1,03}{100 - 18} = 0,226 \text{ kgf/l de fază lichidă.}$$

16. Greutatea fazei solide depuse simultan cu obținerea unui litru de filtrat [ecuația (44)]:

$$c = \frac{C_s \gamma (100 - W)}{100\gamma - (\gamma + C_s) W} = \frac{0,226 \cdot 1,03 (100 - 55)}{100 \cdot 1,03 - (1,03 + 0,226) 55} = 0,309 \text{ kgf/l.}$$

17. Greutatea specifică a precipitatului umed (39):

$$\gamma_0 = \frac{100\gamma_s}{100\gamma + (\gamma_s - \gamma) W} = \frac{100 \cdot 2,17 \cdot 1,03}{100 \cdot 1,03 + (2,17 - 1,03) 55} = 1,35 \text{ kgf/dm}^3.$$

18. Volumul precipitatului umed depus pe filtru simultan cu obținerea unui litru de filtrat (41):

$$u = \frac{100C_s\gamma}{\gamma_0 [100\gamma - (\gamma + C_s) W]} = \frac{100 \cdot 0,226 \cdot 1,03}{1,35 [100 \cdot 1,03 - (1,03 + 0,226) 55]} = 0,509 \text{ dm}^3/\text{l.}$$

19. Parametrii ecuației de filtrare [ecuația (27)]:

$$b = \frac{r_{cr}}{2p} = \frac{0,915 \cdot 10^{-8} \cdot 0,309 \cdot 231 \cdot 10^{10}}{2 \cdot 55} = 59,5 \text{ min/dm}^2;$$

$$V_0 = \frac{p_1}{rc} = \frac{2,63 \cdot 10^{10}}{231 \cdot 10^{10} \cdot 0,309} = 0,0368 \text{ l/dm}^2.$$

20. Volumul de filtrat obținut pe dm² de suprafață filtrantă odată cu depunerea unui precipitat de grosime δ :

$$V = \frac{\delta}{u} = \frac{0,08}{0,509} = 0,157 \text{ l/dm}^2.$$

21. Timpul necesar pentru filtrare [din ecuația (27), înlocuind V cu δ/u]:

$$\theta_f = bV(V + 2V_0) = b \frac{\delta}{u} \left(\frac{\delta}{u} + 2V_0 \right) = 59,5 \cdot 0,157 (0,157 + 2 \cdot 0,0368) = 2,16 \text{ min.}$$

22. Volumul de filtrat obținut pe toată suprafața de filtrare într'un minut:

$$Q = \frac{G}{60} \frac{[100\gamma - W(\gamma + C_s)]}{\gamma(\gamma + C_s)(100 - W)} = \frac{12800}{60} \frac{[100 \cdot 1,03 - 55(1,03 + 0,226)]}{1,03(1,03 + 0,226)(100 - 55)} = 125 \text{ l/min.}$$

23. Suprafața de filtrare necesară:

$$A_f = \frac{Q\theta}{V} = \frac{125 \cdot 2,16}{0,157} = 1720 \text{ dm}^2.$$

24. Numărul de sectoare (celule):

Cu cât acest număr este mai mare, cu atât filtrul funcționează mai regulat, trecerea dela o zonă la alta făcându-se mai lin.

S'a ales din date practice:

$$n_t = 20.$$

25. Unghiul la centru afectat desprinderii precipitatului și zonei inactive până la nivelul suspensiei.

Între zona de suflare și desprinderea precipitatului și zona de filtrare se intercalează o zonă inactivă. Partea zonei inactive aflată deasupra lichidului, împreună cu zona de desprindere se ia de obicei corespunzător unui unghi la centru de $45-55^\circ$:
S'a ales :

$$\varphi_1 = 45^\circ.$$

26. Unghiul la centru corespunzător zonei inactive de sub nivelul lichidului.

În acest unghi intră atât partea din zona inactivă propriu zisă, de sub nivelul lichidului ($2-5^\circ$), cât și unghiul la centru pe care-l parcurge filtrul până ce se stabilește vidul corespunzător în sectorul care intră în zona de filtrare (aproximativ $1/2$ din unghiul corespunzător unui sector).

S'a ales :

$$\varphi_2 = 3^\circ + \frac{1}{2} \frac{360^\circ}{20} = 12^\circ.$$

27. Numărul de sectoare corespunzător zonei de desprindere și zonei inactive :

$$\frac{\varphi_1 + \varphi_2}{18} = \frac{45 + 12}{18} \approx 3 \text{ sectoare.}$$

Din acestea se repartizează n_d = două sectoare pentru zona de desprindere și n_m = un sector pentru zona inactivă.

28. Cantitatea de lichid necesară pentru spălarea unui dm^2 de suprafață acoperită cu precipitat :

$$L_w = \delta \gamma_0 L = 0,08 \cdot 1,35 \cdot 1 = 0,108 \text{ l/dm}^2.$$

29. Rezistența opusă de precipitat și pânză la curgerea apei de spălare :

$$\begin{aligned} R_w &= (rcV + p) \eta_w = \\ &= (231 \cdot 10^{10} \cdot 0,309 \cdot 0,157 + 2,63 \cdot 10^{10}) 0,685 \cdot 10^{-8} = 948 \text{ kgf} \cdot \text{min/dm}^2. \end{aligned}$$

30. Timpul necesar pentru spălare :

$$\theta'_w = \frac{L_w \cdot R_w}{p} = \frac{0,108 \cdot 948}{55} = 1,86 \text{ min.}$$

Deoarece spălarea pe filtrele rotative se face prin stropire din dispozitive de pulverizare care nu acoperă tot timpul întreaga suprafață, timpul de spălare se ia practic ceva mai mare (de exemplu cu 5 % mai mare).

Timpul de spălare va fi deci :

$$\theta_w = \theta'_w \cdot 1,05 = 1,95 \text{ min.}$$

31. Timpul total necesar pentru filtrare, spălare și uscare :

$$\theta = \theta_f + \theta_w + \theta_u = 2,16 + 1,95 + 0,5 = 4,61 \text{ min.}$$

32. Unghiul la centru total și numărul de sectoare din zonele de filtrare, spălare și uscare :

$$\varphi = 360 - (\varphi_1 + \varphi_2) = 360 - (45 + 12) = 303^\circ \sim 17 \text{ sectoare.}$$

33. Viteza unghiulară a tamburului :

$$\omega = \frac{303}{4,61} = 65,7^\circ/\text{min.}$$

34. Turația tamburului :

$$N = \frac{60\omega}{360} = \frac{60 \cdot 65,7}{360} = 10,95 \sim 11 \text{ rot/h.}$$

35. Unghiul la centru corespunzător zonei de filtrare :

$$\varphi_f = \theta_f \omega = 2,16 \cdot 65,7 = 142^\circ.$$

36. Unghiul la centru corespunzător zonei de spălare :

$$\varphi_w = \theta_w \omega = 1,95 \cdot 65,7 = 128^\circ.$$

37. Unghiul la centru corespunzător zonei de uscare :

$$\varphi_u = \theta_u \omega = 0,5 \cdot 65,7 = 33^\circ.$$

38. Verificarea numărului total de sectoare (punctele 26 și 31) :

$$n = n_m + n_d + n_v = 1 + 2 + 17 = 20$$

$n_v = 17$ este numărul de sectoare aflate sub vid.

39. Suprafața totală a filtrului :

$$A_t = \frac{A_f}{n_f} n_t = \frac{1720}{142} \cdot 360 = 4300 \text{ dm}^2 \sim 43 \text{ m}^2.$$

40. Numărul de filtre necesar :

Deoarece 43 m^2 este o suprafață prea mare pentru un singur filtru, se vor lua după normele sovietice NIHIMAS trei filtre B 15 - 3,0/1,7 cu următoarele caracteristici :

Suprafața totală = 15 m^2

Diametrul tamburului = 3 m.

Lățimea tamburului = $1,7 \text{ m.}$

41. Adâncimea de afundare a tamburului :

Pentru reglarea nivelului suspensiei în cava filtrului se determină adâncimea de afundare după formulele de mai jos.

Unghiul la centru al porțiunii afundate :

$$\varphi_a = \varphi_f + \varphi_2 = 142 + 12 = 154^\circ,$$

$$h = \frac{D}{2} \left(1 - \cos \frac{\varphi_a}{2} \right) = \frac{3}{2} \left(1 - \cos \frac{154}{2} \right) = 1,24 \text{ m.}$$

POMPE

Intr'o stație de filtrare, fie că sunt filtre care funcționează cu presiune, fie că sunt filtre ce funcționează sub vid, sau chiar filtre care funcționează prin simplă gravitație, sunt necesare pompe. În ultimul caz pompele sunt necesare pentru manipularea soluțiilor.

Pompele utilizate ca accesorii în instalațiile de filtrare sunt foarte variate.

În general pompele utilizate se pot clasifica în trei grupe mari :

- a) pompe pentru alimentarea filtrelor prese;
- b) pompe diverse necesare funcționării filtrelor rotative (pompe de vid, pompe de lichide și compresoare);
- c) pompe destinate transportării lichidelor și noroaiei.

POMPE PENTRU ALIMENTAREA FILTRELOR PRESE

Pentru alimentarea filtrelor prese se utilizează pompe cu mișcări alternative (pompe cu piston sau cu plunger) și pompe rotative. În general pompele cu piston au organe mai robuste decât pompele rotative, dar prezintă inconvenientul de a produce pulsații. Acest inconvenient se elimină în parte prin rezervoarele de amortizare. Pompele rotative au avantajul de a asigura o alimentare regulată, dar nu sunt recomandabile când trebuie să se pompeze produse cu o mare concentrație de abrazive în suspensie.

1. Pompe cu piston

Pompele cu piston utilizate sunt de două categorii: pentru pomparea lichidelor care nu conțin substanțe corozive sau pentru suspensii neabrazive și pompe pentru soluții și suspensii corozive sau abrazive.

Pentru primul caz se utilizează pompe cu plunger construite în mod curent din fontă sau bronz. Pompele din bronz permit pomparea lichidelor ușor acide fără dificultăți. Pentru aciditate mai mare se utilizează pompe de ebonită sau cu părțile în contact cu acizii, căptușite cu ebonită.

Pompele cu plunger se utilizează fără inconvenient la pomparea lichidelor conținând materii în suspensie. În cazul când proporția suspensiilor crește și lichidul se transformă într'un noroi sau când materiile solide sunt abrazive, plungerul se sgârie repede. Pentru aceste cazuri sunt recomandabile pompele cu membrană.

Pompele cu membrană în mod obișnuit sunt construite din fontă, dar pentru tratarea lichidelor corozive se utilizează pompe care au părțile în contact cu soluția construite din oțel special, bronz sau aluminiu. Se pot utiliza pompe de fontă căptușite cu plumb, însă căptușirea trebuie să se facă bine pentru a evita căderea plumbului.

Pentru a asigura buna funcționare a pompelor cu piston este important ca ele să fie prevăzute cu un dispozitiv care permite variația debitului când contra-presiunea exercitată de filtru se ridică.

Pompele cu piston destinate alimentării filtrelor prese sunt pompe de aspirație și refulare. Este posibil să se așeze rezervorul suspensiei de filtrat sub nivelul pompei. Practic, înălțimea maximă de aspirație la o pompă de acest tip este de 7–7,5 m pentru apă pură, la temperatura ordinară și când conductele nu sunt prea lungi. Pentru alte lichide această înălțime variază invers cu densitatea. Înălțimea este micșorată dacă viscozitatea soluției de pompat crește și dacă temperatura se ridică, pentru că în acest ultim caz trebuie să se țină seama de tensiunea vaporilor emiși de lichid.

Presiunea de refulare variază esențial cu construcția. Pompele cu plunger de bună calitate trebuie să aibă fără uzură și greutate o presiune de 10 kgf/cm², dar se pot construi și pompe care ating 30 kgf/cm².

2. Pompe rotative

Pompele rotative prezintă avantaje asupra pompelor cu piston la alimentarea filtrelor. Ele dau o presiune constantă și suprimă pulsațiile. În schimb sunt mai puțin robuste în funcționare prin prezența organelor învârtitoare. Dintre numeroase tipuri de pompe rotative se menționează: pompele cu pistoane rotative, pompe rotative și pompe centrifuge.

Pompele cu pistoane rotative sunt construite în general din fontă specială, iar arborii din oțel crom-nichel. Pentru același debit, pompele cu pistoane

rotative au o rotație mai mică, nu au trepidații și din aceste motive nu necesită sisteme speciale de fixare. Ele au un debit constant și independent de presiune. Nu au ventile și se amorsează singure fără precauțiuni speciale. Pot fi prevăzute cu dispozitive speciale care permit modificarea debitului în timpul funcționării. Se construiesc pompe care pot fi încălzite cu abur pentru a se putea transporta lichide viscoase, sau produse care pot cristaliza prin răcire.

Pompele rotative volumetrice pot avea unul sau mai multe rotoare. Ele funcționează satisfăcător și pot fi prevăzute cu dispozitive pentru reglarea debitului de alimentare.

Pompele centrifuge se utilizează în special pentru alimentarea cu apă de spălare.

POMPE PENTRU FILTRE ROTATIVE

La filtrele continui rotative se utilizează trei categorii de pompe : pompe destinate pentru evacuarea filtratului din rezervorul de colectare, pompe de vid și compresoare.

Pompa de vid și pompa de extracție pot fi una și aceeași care să producă vidul în interiorul tamburului filtrant și în același timp să evacueze filtratul. Practic s'a dovedit însă că este mai bine să se utilizeze pompe diferite.

Există pompe care evacuează filtratul, produc vidul necesar în interiorul tamburului și absorb aerul uscat pentru uscarea precipitatului. Un aparat de acest gen este ejectorul de aer condensor.

Ejectorul de aer condensor este un aparat cinetic funcționând cu apă, de tipul ejectoarelor circulare. Singurul organ mobil care intră în construcția sa este o turbină de impulsie care furnizează energie cinetică suficientă pentru producerea vidului, condensarea vaporilor antrenati, refularea vaporilor condensati, a aerului și a gazelor necondensabile.

Aparatul se compune din : o turbină de apă cu arbore orizontal care aspiră apă și-i imprimă prin momentul său de rotație o viteză determinată ; două talere ejectoare paralele, în formă de coroană care lasă între ele o fantă circulară în care vin jeturile de apă proiectate de turbină. Jeturile de apă parcurgând spațiul care separă periferia turbinei de intrare în spațiul dintre discuri, antrenează aerul și vaporii condensându-i și refulând totul între cele două discuri ; pe acest parcurs energia cinetică se transformă în presiune.

În ejectoarele de aer ajunge să se pună în mișcare aproape 3 litri apă motrice pe cal putere și pe secundă pentru a obține un vid de 98% din vidul teoretic corespunzând temperaturii apei condensate. De fapt în acest aparat turbina de impulsie nu furnizează decât energia de mișcare a apei de injecție, fără nicio punere sub presiune și energia cinetică a lichidului motor este întrebuințată pentru a produce vidul, a absorbi gazele și vaporii și a refula în exterior produsele extrase. Aparatul nu are spațiu mort și nici clapete și, când regimul este stabil și pentru aceeași temperatură a apei de injecție, vidul rămâne invariabil.

Pentru evacuarea filtratului din vasul colector se utilizează pompe centrifuge. Pompele cu plunger nu sunt indicate pentru că vidul este influențat de pulsațiile pistonului.

Toate pompele centrifuge trebuie să fie prevăzute cu o pâlnie cu robinet pentru umplerea pompei la punerea în mers ; de preferință se așează pompa sub vasul de extracție. Viteza lichidului în conducte trebuie să fie 1 m/s pentru diametre mici și 2—2,5 m/s pentru diametre mai mari. În general o pompă centrifugă consumă 1 CP pentru un debit de 45—53 l/s.

Pompele de vid uscate sunt destinate creării vidului în tamburul filtrant al filtrelor rotative. În acest scop cel mai mult se utilizează pompe cu piston,

dar este posibilă și utilizarea pompelor rotative. După importanța debitului de aer necesar și a gradului de vid ce trebuie atins se utilizează pompe rotative verticale sau pompe orizontale cu unul sau două trepte.

Pompele verticale asigură un vid de maximum 95%, sunt răcite cu aer, iar volumul de aer aspirat variază între 5 și 115 l/s. Pompele orizontale pot asigura un vid între 95 și 98%, răcirea se face cu apă și debitul variază între 85 și 3500 l/s aer aspirat. Energia necesară variază între 7,5 și 250 CP.

În cazul când se face filtrarea la cald, la o temperatură pentru care lichidul filtrat emite vapori, trebuie să se așeze între vasul de extracție și pompă un condensator. Dacă vaporii produși sunt corozivi, este necesar să se prevadă un dispozitiv destinat pentru neutralizarea lor.

Compresoarele sunt utilizate pentru a furniza aerul comprimat care asigură desprinderea precipitatului după faza de filtrare sau spălare. Sunt de fapt pompe obișnuite cu piston, cu simplu sau dublu efect, care produc aer sub presiune de 5 kgf/cm². Este necesar un debit de aproximativ 13 l/s · m² suprafață filtrantă.

XII. SEPARAREA PRIN CENTRIFUGARE

Centrifugele sunt aparate folosite pentru separarea amestecurilor lichide neomogene, cum sunt suspensiile (solide dispersate în lichide) și emulsiile (amestecuri lichide eterogene), la care separarea se face cu ajutorul forței centrifuge, pe baza diferențelor de densitate. De fapt, aceste aparate sunt filtre sau decantoare la care însă forța activă de separare nu este forța gravitației, ci forța centrifugă.

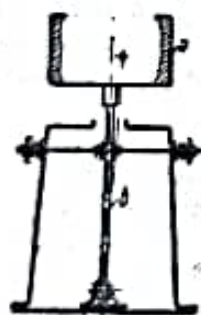


Fig. 1. Schema de principiu a unei centrifuge

Forma și tipurile de centrifuge folosite în industrie sunt foarte diferite, pentru a se adapta diverselor substanțe care urmează să fie centrifugate.

În principiu, aparatul (fig. 1) se compune dintr'un tambur *a* fixat pe un arbore *b* vertical sau orizontal, rotit cu viteză foarte mare. Separarea amestecurilor neomogene se face, fie după principiul decantării, și în acest caz pereții tamburului sunt plini (neperforați), fie după principiul filtrării, în care caz tamburul este prevăzut cu orificii peste care se așează o suprafață filtrantă (pânză sau sită).

În primul caz, sub acțiunea forței centrifuge, materialul se așează în straturi concentrice în ordinea densităților (la perete materialul cu densitatea mai mare). În al doilea caz, lichidul străbate suprafața filtrantă, iar particulele solide ale amestecului rămân pe suprafață.

Teoria centrifugării

Efectul de centrifugare este determinat prin legi mecanice. Dacă un corp se rotește în jurul unei axe, el va fi supus acțiunii forței centrifuge, adică forței de inerție care ia naștere datorită schimbării continue a direcției de mișcare.

În fig. 2 se vede acțiunea forței centrifuge C asupra particulelor a, b, c, d , etc., supuse centrifugării; i , sunt picăturile de lichid care se desprind prin centrifugare, urmând pozițiile k, l, m, n , până când se lipesc de pereții centrifugei.

Pentru a aprecia posibilitatea de centrifugare a unui material, trebuie determinat raportul S dintre forța centrifugă C și forța gravitației.

Se notează cu :

G — greutatea corpului care se rotește, în kgf ;

w_0 — viteza de cădere liberă a corpului, în m/s ;

$v_1 = 2\pi rn/60$ — viteza periferică de rotație a corpului, în m/s ;

r — raza de rotație, în m ;

$g = 9,81$ — accelerația pământescă, în m/s² ;

n — turația, în min⁻¹ ;

C — forța centrifugă care acționează asupra corpului, în kgf ;

ω — viteza unghiulară = viteza periferică la distanța de 1 m, în s⁻¹ ;

$m = G/g$ — masa corpului centrifugat, în kgf·s²/m.

Forța centrifugă exercitată asupra corpului în rotație este :

$$C = mr \omega^2 ;$$

$$C = \frac{mv_1^2}{r} = \frac{Gv_1^2}{gr} \approx \frac{Gn^2 r}{900}$$

Pentru $G = 1$,

$$C_1 = \frac{rn^2}{900}$$

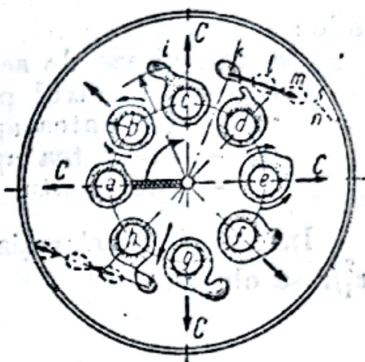


Fig. 2. Acțiunea forței centrifuge.

Din această formulă se deduce că forța centrifugă crește în raport simplu cu raza de rotație r , însă cu pătratul turației n^2 , de unde rezultă că mărirea turației centrifugei are un efect mai mare decât mărirea razei. Aceasta înseamnă că, dacă se micșorează raza tamburului la jumătate, și, în același timp, se dublează turația, viteza periferică a tamburului și solicitarea prin tensiune a peretelui tamburului nu se schimbă, însă forța centrifugă se dublează. Deaceia, în cazuri de separări realizabile numai prin forțe centrifuge foarte mari, tamburul are diametrul mic, iar turația este mare, chiar dacă prin această capacitatea tamburului este micșorată.

Viteza de sedimentare prin centrifugare

Procesul sedimentării particulelor solide în centrifuge este asemănător sedimentării sub acțiunea gravitației la decantarea obișnuită, cu deosebirea că la centrifugare sedimentarea se face sub acțiunea forței centrifuge.

Viteza de sedimentare a particulei supuse forței centrifuge se determină cu formulele folosite la decantare, înlocuind în acestea accelerația pământescă cu accelerația forței centrifuge, egală cu v_1^2/r .

După legea lui Newton, rezistența mediului este proporțională cu pătratul vitezei de sedimentare a particulei în mișcare, viteză care se determină cu formula :

$$w_0 = \sqrt{\frac{4}{3} \frac{d g (\gamma_1 - \gamma_2)}{\xi \gamma_2}} \quad (3)$$

unde :

- w_0 este viteza de sedimentare, în m/s ;
- d — diametrul particulei, în m ;
- γ_1 — greutatea specifică a fazei dispersate (a particulei), în kgf/m³ ;
- γ_2 — greutatea specifică a mediului de dispersie (lichid), în kgf/m³ ;
- ξ — coeficientul de rezistență.

Înlocuind accelerația pământască g cu accelerația forței centrifuge v_1^2/r se obține :

$$w_c = \sqrt{\frac{4d (\gamma_1 - \gamma_2) v_1^2}{3 \xi \gamma_2 r}} \quad (4)$$

Din această ecuație rezultă :

1. Viteza de sedimentare la centrifugare w_c este cu atât mai mare, cu cât este mai mare diferența între greutatea specifică a fazei disperse și cea a mediului de dispersie.

2. Viteza de sedimentare la centrifugare este cu atât mai mare, cu cât particulele sunt mai mari.

Din formulele (3) și (4) se determină raportul dintre viteza de sedimentare prin centrifugare și viteza de sedimentare prin forța gravitației, adică :

$$S = \frac{w_c}{w_0} = \sqrt{\frac{v_1^2}{gr}} = \sqrt{\frac{2^2 \pi^2 r^3 n^2}{60^2 rg}} \approx \sqrt{\frac{rn^2}{900}} = \frac{n}{30} \sqrt{r}$$

și, ținând seamă de formula (2) :

$$S = \sqrt{C_1} \quad (5)$$

Se constată deci că raportul S dintre viteza de sedimentare prin centrifugare și viteza de sedimentare liberă este egal cu rădăcina pătrată din valoarea forței centrifuge dezvoltate de un corp în rotație, a cărui greutate G este de 1 kgf.

În fig. 3 este redată grafic variația forței centrifuge C_1 , în funcție de raza tamburului centrifugei și de turație. Pe ordonată este notată lungimea razei

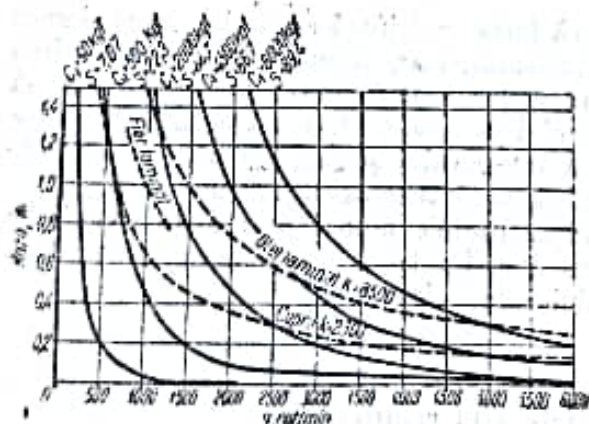


Fig. 3. Variația forței centrifuge C_1 în funcție de rază și turație.

tamburului, iar pe abscisă este notată turația. Curbele reprezintă forțele centrifuge și vitezele de sedimentare prin centrifugare pentru 1 kg din corpul în rotație, pentru $C_1 = 50 ; 500 ; 2\,000 ; 4\,500$ și $8\,000$ kgf. De exemplu, pentru un tambur cu raza de 0,5 m și la o turație de 1 900 rot/min, forța centrifugă produsă de 1 kg în rotație este de 2 000 kgf. Din diagramă rezultă că creșterea

razei tamburului influențează puțin mărimea forței centrifuge, în comparație cu turația.

Din diagramă poate fi dedus și raportul dintre vitezele de sedimentare prin centrifugare $S = \sqrt{C_1}$, corespunzătoare diferitelor forțe centrifuge C_1 . De exemplu, pentru o viteză de sedimentare prin centrifugare de 66,7 ori mai mare decât viteza de sedimentare prin cădere liberă, este nevoie de o forță centrifugă de 4 500 kgf, ceea ce corespunde unui tambur de centrifugă cu raza de 1 m și o turație de 2 000 rot/min. Se poate obține același rezultat și cu un tambur cu raza de 0,2 m și turația de 5 020 rot/min.

Viteza de sedimentare prin cădere liberă

Viteza de sedimentare prin cădere liberă se determină ușor prin încercări experimentale simple.

Mai jos se dă viteza de sedimentare prin cădere liberă pentru granulele de cuarț cu greutatea specifică 2,8 kgf/dm³.

Diametrul granulei mm	Viteza de cădere în apă mm/s
0,002	0,004
0,004	0,014
0,009	0,055
0,04	0,830

Diametrul granulei mm	Viteza de cădere în apă mm/s
0,09	4,00
1,0	100
2,0	140
4,0	190

Viteza de sedimentare

Nomol în epuratorul de apă	0,02 mm/s
Sare de bucătărie în apă sărată, concentrată la 20°C (în cazul separării în evaporatoarele cu vid)	30–60 mm/s
Sare grăunțoasă de dimensiune medie 3–5 mm	175 mm/s
Clorură de bariu în soluție-mumă saturată, la 20°C, granule fine solzoase	5–50 mm/s.

Forța centrifugă la lichide

Asupra lichidului acționează rezultanta R dintre greutatea proprie G și forța centrifugă C ; din această cauză, suprafața liberă a lichidului ia forma unui paraboloid de rotație (fig. 4 și 6).

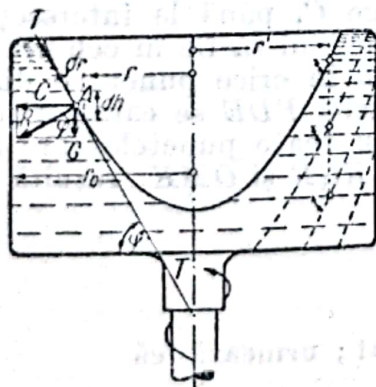


Fig. 4. Paraboloidul de rotație al suprafeței lichidului în centrifugă.

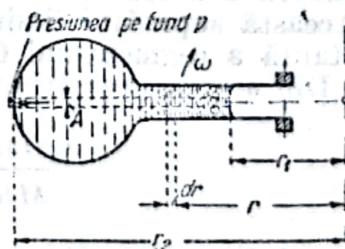


Fig. 5. Forța centrifugă la lichide.

Dacă se consideră (fig. 5) un corp lichid în rotație și din acesta un canal prismatic de secțiune $A = 1$, forța centrifugă a unei porțiuni de prismă cu grosimea dr va fi:

$$dC = dm \frac{v_1^2}{r} = \frac{dr \gamma v_1^2}{gr} \quad (6)$$

Se înlocuiește v , în funcție de r și se integrează între limitele r_1 și r_2 ; trecând din nou la v , se obține presiunea hidrostatică P , în kgf/m^2 :

$$P = \frac{\gamma}{2g} (v_2^2 - v_1^2) = \frac{\gamma}{2g} v_2^2 \left[1 - \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2 \right] \quad (7)$$

Tabela 1

Presiunea de lichid asupra unui tambur de centrifugă umplut complet cu apă

v m/s	p kgf/cm ²	φ kgf/cm ²	p m/s
14	1,00	50	12,75
20	2,04	60	18,35
25	3,19	70	25,10
30	4,58	80	32,60
35	6,24	90	41,30
40	8,16	100	51,0
45	10,42	140	100,0

Rezultă deci că presiunea hidrostatică datorită apăsării lichidului centrifugat depinde mai mult de viteza periferică decât de raza r .

În tabela 1 este dată presiunea pe tambur, calculată cu formula (7) pentru un tambur încărcat cu apă, la diverse viteze periferice. Pentru lichide cu densitate diferită de a apei se înmulțesc valorile din tabelă cu raportul $\gamma_{\text{lichid}}/\gamma_{\text{apă}}$.

Pentru tambure umplute parțial, se poate calcula tot cu ajutorul acestei tabele, presiunea pe pereți, din diferența de presiune a două corpuri de rotație, de egală turație, corespunzătoare celor două viteze periferice.

Suprafața lichidului în tambur și paraboloidul de rotație

În fiecare punct al suprafeței libere a unui lichid în rotație trebuie ca suprafața (oglină) lichidului să fie perpendiculară pe direcția rezultantei R dintre forța centrifugă C și forța gravitației G a particulei de lichid considerate.

Prelungind direcția forței rezultante R (fig. 6) până la intersecția O cu axa tamburului, iar direcția forței centrifuge C , până la intersecția M cu axa, se obține triunghiul KOM . Pentru ca lichidul să fie în echilibru, trebuie ca suprafața liberă a acestuia să fie normală în orice punct pe direcția rezultantei R . Această suprafață limitată la curba FDE se caracterizează prin valoarea constantă a segmentului OM pentru toate punctele care se găsesc pe suprafață. Din asemănarea triunghiurilor KGR și OMK , rezultă:

$$\frac{OM}{MK} = \frac{G}{C},$$

MK fiind raza de rotație r a punctului dat; urmează că

$$OM = \frac{G}{C} r,$$

Dar, pentru că

$$m\omega^2 r = \frac{G}{g} \left(\frac{2\pi n}{60} \right)^2 r \approx \frac{Grn^2}{900},$$

rezultă :

$$OM = \frac{Gr}{\frac{Grn^2}{900}} = \frac{900}{n^2},$$

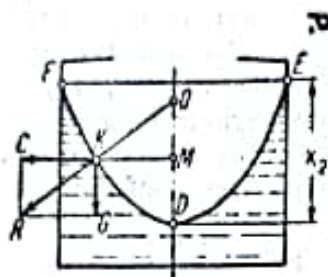


Fig. 6. Determinarea suprafeței și nivelului lichidului în centrifugă.

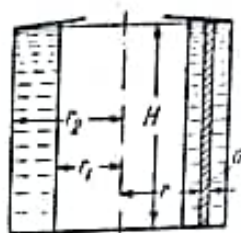


Fig. 7. Determinarea suprafeței și nivelului lichidului în centrifugă.

adică : pentru o turație dată, OM este o mărime constantă caracteristică pentru parabolă cu ecuația :

$$Y^2 = 2pX$$

unde p este mărimea constantă

$$OM = \frac{900}{n^2} = \left(\frac{30}{n} \right)^2$$

sau :

$$Y^2 = 2 \left(\frac{30}{n} \right)^2 X,$$

de unde :

$$X = \frac{1}{2} \left(\frac{nY}{30} \right)^2 = \frac{n^2 Y^2}{1800}.$$

Dacă raza centrifugei este r_2 , atunci pentru $Y = r_2$ se obține adâncimea totală X_2 a pâlniei :

$$X_2 = \frac{n^2 r_2^2}{1800}. \quad (8)$$

Din formulă rezultă că nivelul lichidului la pereții tamburului crește proporțional cu pătratul numărului de rotații, din care cauză tamburul centrifugei se prevede cu o buză pentru a evita ieșirea lichidului din tambur (fig. 7).

În fig. 8 sunt reprezentate suprafețele lichidului într'un tambur de centrifugă cu diametrul $D = 1$ m și înălțimea $H = 0,5$ m, care se învârtă cu $n = 500$ rot/min (partea dreaptă) și cu $n = 100$ rot/min (partea stângă).

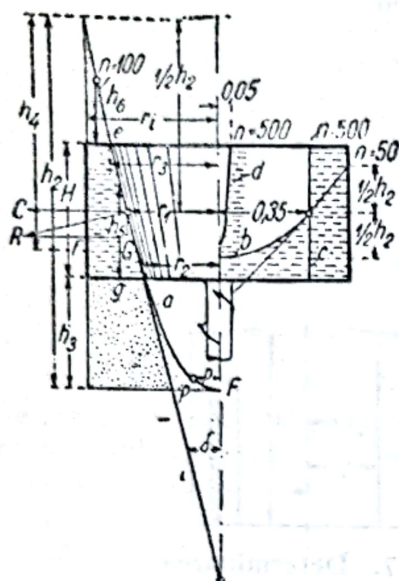


Fig. 8. Stările de echilibru pentru diferite viteze ale unui lichid aflat într'un tambur cilindric în rotație.

Lichidul se ridică pe pereții tamburului până la restabilirea echilibrului dintre forța centrifugă C și forța gravitației G , a căror rezultantă R devine perpendiculară pe suprafața liberă.

Ecuatia clasică a parabolei permite trasa-rea curbei suprafeței libere a lichidului (meridiana): a pentru $n = 100$; b pentru $n = 50$ și c pentru $n = 500$ rot/min. Cunoscând un punct de pe curbă și direcția lui R în acel punct, care trebuie să fie perpendiculară pe curbă, se obține unghiul δ făcut de tangenta în punctul considerat cu axa parabolei, care, în cazul de mai sus se confundă cu axa centrifugei.

Înălțimea parabolei h_2 se calculează cu formula :

$$h_2 = \frac{v^2}{2g}$$

Pentru $r_1 = 0,35$ m și $n = 100$ rot/min, (parabola a din fig. 8), viteza periferică are valoarea :

$$v = \frac{2 r_1 \pi n}{60} = \frac{2 \cdot 0,35 \cdot 3,14 \cdot 100}{60} = 3,66 \text{ m/s,}$$

de unde :

$$h_2 = \frac{3,66^2}{2 \cdot 9,81} = 0,684 \text{ m.}$$

Presiunea într'un punct al tamburului variază cu distanța acestui punct până la meridiană suprafeței libere de echilibru a . În dreptul orificiului g , de exemplu, care este situat pe fundul centrifugei, presiunea lichidului este egală cu presiunea statică a coloanei de lichid cu înălțimea h_5 , în timp ce asupra orificiului f situat lateral pe perețele tamburului, se exercită de către lichid, presiunea coloanei hidrostatice h_4 , iar presiunea în punctul e pe capac va avea ca valoare presiunea hidrostatică a coloanei h_6 .

În fig. 8 se constată că, pentru $D = 1$ m, $H = 0,5$ m și $n = 50$ rot/min, parabola b rămâne complet în interiorul tamburului, iar pentru $n = 500$ rot/min, porțiunea arcului de parabolă d din interiorul tamburului este aproape o linie verticală.

În tabela 2 sunt date valorile raportului :

$$\frac{G}{C} = \frac{1}{\frac{rn^2}{900}}$$

pentru cazul unui tambur de centrifugă cu $D = 0,7$ m ($r = 0,35$ m) și $H = 0,5$ m pentru diverse turații n .

Tabela 2

Valorile raportului g/c în funcție de diferite rotații

Turația n rot/min	50	60	100	500	1 000	1 200
$\frac{G}{C}$	$\frac{1}{0,98}$	$\frac{1}{1,4}$	$\frac{1}{3,9}$	$\frac{1}{98}$	$\frac{1}{360}$	$\frac{1}{576}$

Înălțimea tamburului fiind de 500 mm, rezultă că, pentru $n = 1\ 000$ rot/min, panta medie a suprafeței libere c corespunde unei diferențe de rază de :

$$\frac{500}{360} = 1,28 \text{ mm}$$

între bordura de sus și fundul centrifugei.

Curba d reprezintă porțiunea de curbă meridiană (secțiunea liberă) a lichidului, așa cum ar trebui să fie pentru ca lichidul să poată fi evacuat printr'un orificiu central superior având diametrul 100 mm ($r = 0,05$ m). Ca și în cazul recipientelor imobile, forma și fundul vasului nu influențează suprafața liberă a lichidului. Forma tamburului, a fundului și a capacului centrifugei nu au nicio influență, fie că tamburul este cilindric, fie că are o conicitate oarecare, atât timp cât acesta nu taie suprafața liberă a lichidului.

Influența înclinării axei centrifugei

Dacă axa de rotație este înclinată față de verticală, direcția acțiunii gravitației nu mai coincide cu axa centrifugei și prin aceasta se schimbă axa și forma paraboloidului de rotație.

Pentru exemplificare se consideră o centrifugă la care axa de rotație face, cu verticala, un unghi de 45° (fig. 9). Pentru o turație $n = 60$ rot/min, într'un punct al suprafeței libere care se presupune la distanța de 0,35 m de axă, la înălțimea medie a tamburului, forța centrifugă dezvoltată de un kilogram de lichid este :

$$C = r_1 \frac{n^2}{900} = 0,35 \cdot \frac{60^2}{900} = 1,4 \text{ kgf}$$

dirijată perpendicular pe axa de rotație. Forța gravitației G rămâne verticală, astfel încât pentru porțiunea tamburului de deasupra axei (stânga, în figură) rezultanta R_1 a forțelor G și C este aproape orizontală. De cealaltă parte a axei, rezultanta R_2 are o înclinare de aproximativ 65° față de orizontală și o valoare mai mare decât a lui R_1 . În timp ce parabola a , determinată de direcția lui R_1 , are vârful în S_1 , în interiorul tamburului și prezintă o formă plată, parabola b , determinată de direcția lui R_2 , are vârful S_2 în afara tamburului.

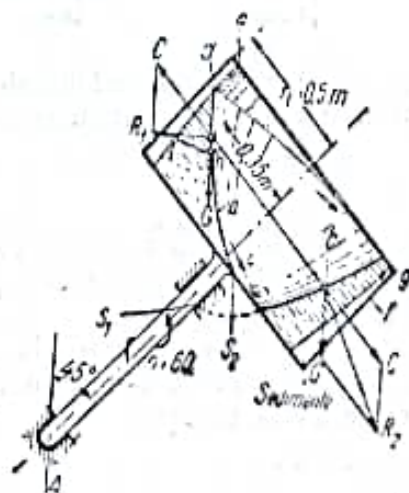


Fig. 9. Perturbarea echilibrului într'un tambur de centrifugă cu axa înclinată.

Pe fundul centrifugei există o rupere de echilibru, o parte de lichid tinzând să se scurgă, în c , dela partea de sus, spre partea de jos a tamburului.

Tamburul fiind în rotație continuă, va fi o perturbare permanentă a echilibrului său indiferent; rotația este însoțită de șocuri.

Presupunând că s'ar fi depus un strat de substanță solidă pe peretele tamburului, acest strat este descoperit succesiv de lichid, pe porțiunea $d-e$, și este din nou acoperit pe porțiunea $f-g$.

La fiecare rotire a tamburului, straturile depuse vor fi lovite și dislocate, producându-se perturbări de natură identică cu cele create de valuri cu nisipul țărmurilor. Aceste perturbări vor fi cu atât mai mici, cu cât axa va fi mai puțin înclinată și cu cât turația va fi mai mare. Pentru funcționarea liniștită a centrifugelor și pentru un consum redus de energie este deci indispensabil ca arborele lor să fie montat perfect vertical.

Centrifuge cu arbore orizontal

La centrifugele cu arborele orizontal, influența perturbantă a greutateii încărcăturii G se accentuează și mai mult. Fig. 10 arată ce se întâmplă într-o centrifugă cu diametrul 700 mm; înălțimea 0,5 m și turația 100 rot/min. Dacă conținutul centrifugei n'ar fi influențat de atracția pământului, prin centrifugare ar rezulta o stratificare în inele concentrice cu axa centrifugei, așa cum se indică prin cercul punctat $ABFE$.

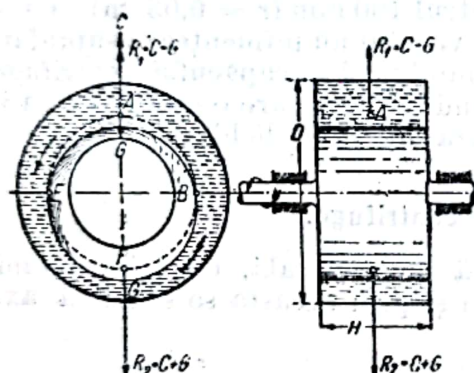


Fig. 10. Perturbarea echilibrului într'un tambur de centrifugă cu arbore orizontal.

În realitate, pe porțiunea superioară, rezultanta dintre forța centrifugă și gravitație $R_1 = C - G$, în timp ce pentru partea inferioară $R_2 = C + G$. Straturile de sedimente depuse vor fi comprimate în regiunea inferioară, iar când tamburul își schimbă poziția, ajungând în regiunea superioară, straturile depuse au tendința să se desprindă și să se amestece din nou cu lichidul.

Reducând viteza de rotație, se poate atinge momentul în care forța centrifugă C este egală sau mai mică decât G ; în acest caz, lichidul nu va mai putea ajunge în A ; el va cădea, producând perturbări în straturile de substanță solidă depuse pe pereți.

Conform celor arătate la măcinarea în tambure rotative, rezultă din calcule că viteza de echilibru dintre forța centrifugă și acțiunea gravitației se egalează la turația:

$$n = \frac{42,3}{\sqrt{D}}$$

La această turație, particulele solide mai sunt încă menținute în contact cu pereții tamburului în rotație. Pentru un tambur cu diametrul 1 m, acest echilibru este atins la turația:

$$n = \frac{42,3}{\sqrt{1}} = 42,3 \text{ rot/min.}$$

Pentru a obține o separare efectivă într-o centrifugă cu arbore orizontal, este necesar să se recurgă la viteze superioare celor indicate de formula de mai sus. În acest fel, influența perturbantă a gravitației se micșorează pe măsură ce viteza crește, însă nu dispare complet; din această cauză, în centrifugele cu arbore orizontal se prevăd șicane care evită perturbările datorite lichidului.

Drumul particulelor care se separă prin centrifugare

Direcția în care se deplasează particulele depinde atât de forța centrifugă C , cât și de forța gravitației G , particulele deplasându-se în direcția rezultantei R .

În condițiile de lucru indicate în fig. 11, particula se va deplasa către peretele tamburului, pe o traiectorie puțin înclinată față de orizontală. Traiectoriile diverselor particule sunt paralele, deoarece condițiile sunt aceleași în toate secțiunile perpendiculare pe axa centrifugei. Perturbații se vor produce atunci când axul tamburului este înclinat (fig. 9) sau orizontal (fig. 10), în care caz drumul particulei din h până în i (fig. 9) este în zigzag. Diversele particule în mișcare se ciocnesc unele pe altele, în drum spre peretele centrifugei.

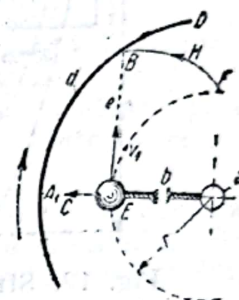


Fig. 11. Traiectoria unei particule de corp solid sub acțiunea forței centrifuge în plan perpendicular pe axă.

În plan perpendicular pe axă, traiectoria unui corp solid sub acțiunea forței centrifuge este o curbă.

Dacă, în jurul axei a (fig. 11) se rotește o particulă de corp solid E , menținută la distanța r de axă prin firul b și dacă firul se rupe brusc, particula se va deplasa liber sub acțiunea forțelor care o solicită, nu însă radial (adică spre punctul A_1 în direcția razei), deoarece ea este solicitată și de o forță de rotație care, dacă ar acționa singură, ar obliga corpul să continue să se rotească în jurul punctului a , cu viteza v_1 ; sub acțiunea combinată a forței de rotație și a forței centrifuge, corpul se depărtează după o tangentă la traiectoria sa circulară pe direcția e , fenomen care se observă la scânteile produse de un polizor.

Presupunând că tamburul centrifugei este în stare de repaus, particula de corp solid E se va lovi de carcasa d a centrifugei, în punctul B .

Dacă tamburul se rotește în aceeași direcție și cu o turație egală cu a corpului E , în timp ce corpul E ajunge din E în B , punctul B al carcasei se deplasează și el cu o viteză periferică v_2 , superioară vitezei corpului E , care pornește cu viteza inițială v_1 . Când particula E atinge carcasa, punctul inițial B de pe carcasă corespunde punctului D , astfel încât particula rămâne în urmă față de peretele tamburului care se rotește cu o viteză periferică mai mare. Faptul este evident, deoarece vitezele liniare de rotație sunt mai mici spre interiorul centrifugei. Deplasarea relativă a corpului E în raport cu fundul tamburului se face după o curbă.

Dacă corpul E s'ar mișca fără pierderi de frecare, el ar trasa pe fundul tamburului curba FHB , punctul inițial E deplasându-se pe vechea traiectorie, pentru a veni în F , în timp ce bila a venit din E în B .

Acțiunea forței centrifuge asupra amestecurilor de substanțe cu densități diferite

Componentii unui amestec eterogen de lichide lăsat în repaus se separă în straturi în ordinea densităților. În mod identic are loc o stratificare și în tamburul centrifugei în mișcare.

În fig. 12 este reprezentată această stratificare în cazul când se centrifugează un amestec de apă cu ulei și sedimente în centrifuga din fig. 8 funcționând cu $n = 100$ rot/min; stratificarea se face într'un inel depărtat la $r = 0,35$ m de axa de rotație, formând parabola a ; deasupra apei se formează stratul mai ușor (ulei, grăsimi, etc.), F , formând parabola c la distanța $r = 0,2$ m, de axă; în sfârșit impuritățile solide (sedimentele) din apă, S , fiind mai grele, vor fi proiectate pe pereți. Ele nu vor forma o suprafață

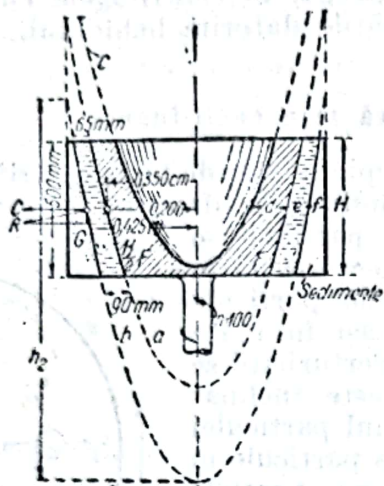


Fig. 12. Stratificarea prin centrifugare a unui amestec de apă, ulei și sedimente.

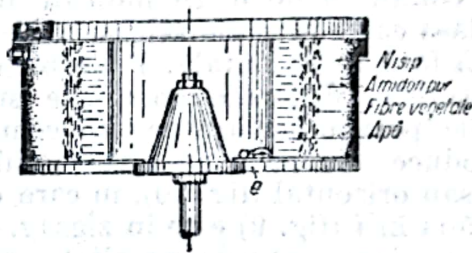


Fig. 13. Stratificarea prin centrifugare a amidonului de grâu.

parabolică b decât dacă sunt destul de fluide. Se constată că, pentru diverse turații, lichidele nu formează straturi paralele, pentru că în partea de sus a tamburului straturile sunt mai subțiri decât la fund. Cu cât însă vitezele cresc, cu atât straturile tind să devină paralele, concentrice, lipite unele de altele; grosimile lor d , e , f , depind de proporția componentelor în amestec.

Când procesul tehnologic nu urmărește această stratificare (paste argiloase în industria porțelanului, amestec de pigmenți în industria coloranților), separarea prin centrifugare nu este recomandată.

În unele procese tehnologice se urmărește această stratificare (de exemplu separarea amidonului de grâu, de gluten și de alte impurități). Pentru aceasta, amestecul este introdus într'un tambur de centrifugă cu pereții neperforați (fig. 13).

Forța centrifugă provoacă separarea impurităților (pământ, nisip) care se depun în strat concentric pe pereți; urmează, în ordinea greutăților specifice, stratul de amidon, stratul de gluten, impuritățile fibroase și stratul de apă.

Când centrifuga se oprește, apa se scurge prin orificiul e dela fundul centrifugei. Substanțele solide formează o masă inelară destul de consistentă. Pentru a ușura evacuarea lor și pentru a evita amestecarea, se prevăd în interiorul tamburului patru pene de lemn verticale, care susțin inelele. La oprire, penele se scot, iar masa rămâne împărțită în patru sectoare, care se scot ușor.

Compartimentarea centrifugelor

În drumul lor spre pereții tamburului, particulele solide parcurg traiectorii de forma FHB (fig. 11) numai dacă în interiorul tamburului nu întâlnesc vreun obstacol (pereți radiali); când aceste obstacole există, particulele se vor

izbi mai întâi de aceste șicane (fig. 14) exercitând asupra lor o presiune laterală puternică. Deaceia, șicanele sunt prevăzute cu găuri pentru echilibrarea presiunilor. Masa lichidului din tambur rămânând în urmă față de direcția de mișcare a tamburului metalic, rezultă că presiunea care se exercită pe aceste șicane ar fi diferită pe cele două fețe și că, deasemenea, nivelul lichidului ar fi diferit pe cele două fețe, producându-se perturbări în funcționare, dacă șicanele nu ar fi prevăzute cu orificiile pentru echilibrarea presiunilor. Fără a intra în detalii de calcul teoretic, se constată că un corp mai ușor decât lichidul în care este dispersat, se deplasează în sens invers față de corpul de densitate mai mare, adică se deplasează dela periferie spre interiorul tamburului în rotație. În fig. 15, curbele cu direcție centripetă reprezintă traiectoriile particulelor a căror densitate este mai mică decât a lichidului în care sunt dispersate. Particulele de lichid, lovite și refulate de particulele de densitate mai mare care își fac drum către pereții tamburului, tind să ajungă spre centru. Se înțelege ușor că existența acestor traiectorii încrucișate împiedică o bună stratificare în tambur. Șicanele verticale (fig. 14) lovesc și intrerup aceste traiectorii: particulele mai dense se vor aduna pe fața *a* a șicanei, iar particulele mai ușoare, în spate, pe fața *b*. Particulele mai dense vor luneca în lungul feței *a*, sub acțiunea forței centrifuge și vor tinde să se adune la periferia tamburului, iar particulele ușoare vor luneca în sens contrar, tinzând să se adune în centrul tamburului.

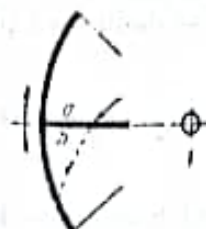


Fig. 14. Influența șicanelor radiale.

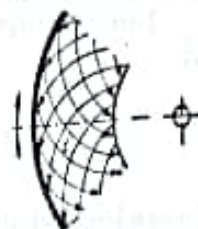


Fig. 15. Traectoria particulelor care se sedimentează prin centrifugare.

Factorii care împiedică separarea prin centrifugare (viscozitatea, spuma, presiunea, etc.)

Toți factorii care împiedică sau favorizează decantarea simplă au același efect și la decantarea prin centrifugare.

Formulele (3) și (4) arată că decantarea este cu atât mai rapidă cu cât coeficientul ξ este mai redus. Acest coeficient crește cu viscozitatea lichidului, astfel încât decantarea devine cu atât mai lentă, cu cât lichidul este mai vâscos. Orice tratament care reduce viscozitatea lichidului, de exemplu încălzirea sau diluarea lui, separarea componentelor coloidali, etc., ajută la separarea prin centrifugare. Diluarea lichidului nu acționează numai prin reducerea viscozității ci și prin micșorarea greutateii specifice a lichidului.

Din contra, când, la separările rapide, componentii unui amestec nu se separă clar, se folosesc, ca vehicule ale substanțelor de separat, lichide viscoase, ca siropul de dextrină, silicatul de sodiu, etc.

Printr-o alegere justă a lichidului vehicul se poate frâna suficient depunerea, pentru a obține o separare în straturi distincte.

Prezența spumelor poate constitui, uneori, un obstacol la separare, deoarece bășicile de spumă se alătură particulelor solide, făcându-le să plutească și influențându-le densitatea; uneori, acest fenomen poate avea rezultate favorabile, de exemplu la separarea minereurilor prin flotație. În acest caz, starea suprafețelor particulelor de minereuri (netedă sau cu neregularități) și gradul de udare pe care-l au diverse lichide asupra solidelor și care depinde de tensiunea lor superficială, influențează în mare măsură separarea.

Creșterea densității și, prin aceasta, a viscozității lichidului, datorită compresiunii prin forța centrifugă, nu este apreciabilă. Viscositatea apei nu crește decât peste 500 Atm; la 700 Atm, creșterea este de 5%. Uleiurile animale și cele vegetale ating o creștere a viscozității de 65—75%, la 350 kgf/cm², iar cele minerale, o creștere de 5—10%, la 28 kgf/cm².

Din formula (37) se deduce că presiunea lichidului la periferia tamburului este :

$$p_F = 0,033 \gamma_F \frac{r_i^2 n^2}{900}$$

Efectuând calculul pentru apă ($\gamma_F = 1 \text{ kgf/dm}^3$) și un tambur cu raza $r_i = 0,15 \text{ m}$, care se rotește cu $n = 6000 \text{ rot/min}$, se obține :

$$p_F = \frac{0,033 \cdot 1 \cdot 0,15^2 \cdot 6000^2}{900} = 0,7425 \cdot 4 = 29,7 \text{ kgf/cm}^2,$$

valoare care nu poate avea o influență sensibilă asupra viscozității lichidului.

Productivitatea centrifugelor

Notatii :

- G_a este debitul materialului de centrifugat, în kgf/h;
- G_b — debitul materialului care rezultă după centrifugare, în kgf/h;
- G_1 — greutatea unei șarje de material, în kgf;
- V_1 — volumul unei șarje de material, în m³;
- a — umiditatea inițială a materialului, în %;
- b — umiditatea materialului după centrifugare, în %;
- τ — durata unui ciclu complet de centrifugare, în min;
- γ — greutatea specifică a materialului înainte de centrifugare, în kgf/m³.

Bilanțul materialelor pentru operația de centrifugare este

$$G_a (100 - a) = G_b (100 - b),$$

de unde :

$$G_a = G_b \frac{100 - b}{100 - a}, \quad (9)$$

sau :

$$G_b = G_a \frac{100 - a}{100 - b}; \quad (10)$$

$$G_1 = \frac{G_a \tau}{60}; \quad (11)$$

$$V_1 = \frac{G_1}{\gamma};$$

$$V_1 = \frac{G_a \tau}{60 \gamma}. \quad (12)$$

Din formulele (9) și (10) rezultă că debitul de centrifugare depinde de umiditatea finală cerută pentru material. Datorită tensiunii superficiale și

coeziunii particulelor supuse acțiunii forței centrifuge, prin centrifugare nu se poate obține o îndepărtare completă a apei. Cu cât particulele de precipitat vor fi mai mici, cu atât va fi mai mare suprafața lor, filmul de lichid care le acoperă și deci cantitatea de lichid reținută în precipitat.

Umiditatea materialului centrifugat variază în limite largi: pentru precipitatele cristaline se poate atinge o umiditate finală de 1–3%, pe când la precipitatele puternic dispersate, umiditatea ajunge până la 40%.

Drumul pe care trebuie să-l parcurgă lichidul este cu atât mai mare, cu cât stratul de precipitat pe peretele tamburului este mai gros. Ca și la filtrare, grosimea stratului provoacă micșorarea vitezei de curgere a lichidului; deaceia, pentru accelerarea procesului de centrifugare, trebuie ca grosimea stratului de precipitat de pe tambur să fie mică, prin aceasta micșorându-se însă debitul centrifugei.

Durata perioadei de lucru la centrifugare

Considerând că centrifuga funcționează ca un filtru, durata perioadei de lucru la centrifugare poate fi determinată cu ajutorul ecuației de filtrare:

$$\frac{dV}{d\tau} = \frac{P_0 A_0^2}{\eta \rho x (V + V_1)} \quad (13)$$

unde:

V este volumul lichidului care trece prin filtru, în m^3 ;

P_0 — presiunea, în kgf/m^2 ;

A_0 — suprafața totală de filtrare, în m^2 ;

τ — durata procesului de filtrare, în s ;

ρ — rezistența specifică a precipitatului, în m^{-2} ;

η — viscozitatea filtratului, în $kgf \cdot s/m^2$;

x — volumul precipitatului care se depune la trecerea unui metru cub de filtrat, în m^3/m^3 ;

V_1 — volumul filtratului, pentru care rezistența de filtrare este egală cu rezistența peretelui filtratului, în m^3 .

În centrifugă, presiunea P_0 rezultă din forța centrifugă C :

$$P_0 = \frac{C}{A_0}$$

Mărimea forței centrifuge depinde de masa m a lichidului și poate fi exprimată cu formula:

$$dC = dm \omega^2 r,$$

în care:

ω este viteza unghiulară de rotație a tamburului centrifugei, în rad/s ;

r — raza de rotație, în m .

Notând cu (fig. 7):

r_2 — raza interioară a tamburului, în m ;

r_1 — raza interioară a stratului de precipitat în centrifugă, în m ;

H — înălțimea tamburului centrifugei, în m ;

γ — greutatea specifică a precipitatului, în kgf/m^3 .

rezultă :

$$dm = 2\pi r H dr \frac{\gamma}{g}$$

și

$$dC = 2\pi H \frac{\gamma}{g} \omega^2 r^2 dr ;$$

$A_0 = 2\pi r H$ și deci

$$CA_0 = \int_{r_1}^{r_2} dC A_0 = \frac{4\pi^2 H^2 \gamma \omega^2}{g} \int_{r_1}^{r_2} r^3 dr$$

de unde :

$$CA_0 = \frac{\pi^2 H^2 \gamma \omega^2}{g} (r_2^4 - r_1^4).$$

În practică, volumul de lichid din centrifugă se consideră egal cu 0,5 din volumul tamburului, și, în această condiție :

$$r_1 = 0,71 r_2$$

deci :

$$CA_0 = \frac{\pi^2 H^2 \gamma \omega^2}{g} r_2^4 (1 - 0,71^4) = \frac{0,75 \pi^2 H^2 \gamma \omega^2 r_2^4}{g}.$$

Cum însă valoarea vitezei unghiulare ω este

$$\omega^2 = \left(\frac{\pi n}{30} \right)^2 = \frac{\pi^2 n^2}{900},$$

rezultă :

$$CA_0 = \frac{0,75 \pi^4 H^2 \gamma n^2}{900 g} r_2^4,$$

sau, introducând valorile numerice pentru $\pi^4 = 97,22$ și $g = 9,81 \text{ m/s}^2$:

$$CA_0 = \frac{0,75 \cdot 97,22}{900 \cdot 9,81} \gamma H^2 n^2 r_2^4 = 0,00825 \gamma H^2 n^2 r_2^4.$$

Înlocuind această valoare în ecuația filtrării se obține :

$$\frac{dV}{d\tau} = \frac{0,00825 \gamma H^2 n^2 r_2^4}{\eta \rho x (V + V_1)}$$

care, prin integrare, conduce la formula definitivă de calcul al duratei perioadei de lucru a unei centrifuge care funcționează ca un filtru :

$$(V + V_1)^2 = \frac{2 \cdot 0,00825 \gamma H^2 n^2 r_2^4}{\eta \rho x} (\tau + \tau_1)$$

sau

$$\tau = 60,6 \frac{\eta \rho x (V + V_1)^2}{\gamma H^2 n^2 r_2^4} - \tau_1. \quad (14)$$

Consumul de energie

Pentru a calcula consumul de energie necesar la centrifugare trebuie să se considere separat cele trei perioade de funcționare :

- perioada de pornire;
- perioada de centrifugare propriu zisă;
- perioada de oprire.

La pornire trebuie învinsă inerția masei tamburului și a materialului cu care este încărcat. Notând :

- ω — viteza unghiulară de rotație, în rad/s;
- L — lucrul mecanic consumat la o rotație, în kgf/m;
- v — viteza de rotație a elementului de masă dm , în m/s;
- v_0 — viteza de rotație a tamburului, în m/s;
- G_0 — greutatea tamburului, în kgf;
- G_1 — greutatea încărcăturii de material, în kgf;
- V — volumul (capacitatea) tamburului, în m³;
- R — raza exterioară a tamburului, în m;
- D — diametrul exterior al tamburului, în m;
- r_2 — raza interioară a tamburului, în m;
- r_1 — raza interioară a lichidului în tambur, în m;
- H — înălțimea tamburului, în m;

$$M_0 = \frac{G_0}{g} \text{ — masa tamburului, în kgf s}^2/\text{m};$$

$$M_1 = \frac{G_1}{g} \text{ — masa încărcăturii, în kgf s}^2/\text{m};$$

- ω_0 — viteza unghiulară de rotație a tamburului, în rad/s;
- ω_1 — viteza unghiulară de rotație a încărcăturii, în rad/s;
- γ — greutatea specifică a încărcăturii, în kgf/m³;
- γ_{a1} — greutatea specifică a aerului, în kgf/m³;

Lucrul mecanic elementar consumat pentru rotația elementului de masă dm va fi :

$$dL = \frac{dm v^2}{2} \text{ sau } dL = \frac{dm \omega^2 r^2}{2}.$$

Lucrul mecanic consumat pentru realizarea vitezei de rotație v va fi :

$$L = \int \frac{dm \omega^2 r^2}{2} = \frac{\omega^2}{2} \int r^2 dm;$$

cum însă

$$\int r^2 dm = I,$$

unde I este momentul de inerție, rezultă

$$L = \frac{\omega^2}{2} I = \left(\frac{\pi n}{30} \right)^2 \frac{I}{2} = \frac{\pi^2 n^2 I}{1800}. \quad (15)$$

La punerea centrifugei în funcțiune, viteza unghiulară ω se transmite atât masei tamburului, cât și încărcăturii de material. Considerând că masa tamburului este concentrată pe circumferința externă a învelișului cu raza R ,

lucrul mecanic necesar pentru a comunica tamburului viteza unghiulară ω pentru un moment de inerție al masei tamburului egal cu :

$$I_0 = M_0 R^2 = \frac{G_0}{g} R^2$$

este

$$L_1 = \frac{\omega_0^2}{2} I_0 = \frac{\omega_0^2 R^2 G_0}{2g};$$

cum însă :

$$\omega_0 R = v$$

rezultă :

$$L_1 = \frac{v^2 G_0}{2g} \quad (16)$$

Când tamburul centrifugei ajunge la turatie normală, lichidul care se găsește în el ia practic forma unui cilindru gol, având razele r_2 și r_1 (fig. 7).

Considerând din volumul total de lichid, un element de volum cu raza de rotație r , masa acestui element de volum va fi :

$$dm = 2\pi r H dr \frac{\gamma_1}{g},$$

iar momentul de inerție

$$dI = dm r^2 = 2\pi H \frac{\gamma_1}{g} r^3 dr.$$

Momentul de inerție al întregii mase de lichid care se găsește în tambur va fi :

$$I_1 = 2\pi H \frac{\gamma_1}{g} \int_{r_1}^{r_2} r^3 dr$$

sau, după integrare,

$$I_1 = \frac{2\pi H \gamma_1}{g} \left(\frac{r_2^4 - r_1^4}{4} \right).$$

Lucrul mecanic consumat pentru a imprima acestei mase de lichid o mișcare de rotație de viteză dată, este :

$$L_2 = \frac{\omega_1^2}{2} I_1 = \omega_1^2 \frac{\pi H \gamma_1}{4g} \cdot (r_2^4 - r_1^4).$$

Practic, volumul încărcăturii de material se consideră egal cu 0,5 din volumul total al tamburului centrifugei, adică :

$$0,5 \pi r_2^2 H = \pi H (r_2^2 - r_1^2),$$

de unde

$$r_1 = 0,71 r_2.$$

Inlocuind această valoare în expresia lucrului mecanic, rezultă :

$$L_2 = \omega_1^2 r_1^2 \frac{\pi r_2^2 H \gamma_1 \cdot 0,75}{4g},$$

unde $\pi r_2^2 H = V$ este volumul total al centrifugei, în m^3 ; ω, r_2 — viteza periferică de rotație = $v_1 = \frac{2\pi rn}{60} = \frac{\pi rn}{30}$.

Cu aceste înlocuiri, lucrul mecanic necesar pentru imprimarea vitezei dorite masei de lichid va fi:

$$L_2 = \frac{0,75 v_1^2 \gamma_1 V}{4g} \quad (17)$$

Atât la pornire, cât și la rotația tamburului cu viteza unghiulară dată, se consumă lucru mecanic pentru învingerea rezistenței de frecare a arborelui în lagăre și a frecării pereților tamburului de stratul de aer înconjurător.

Frecarea arborelui în lagăre corespunde unei puteri, în kW,

$$L_3 = \frac{fGw}{102} \quad (18)$$

unde:

f — 0,07—0,1, este un coeficient de frecare;
 G — greutatea totală a tuturor părților mobile ale centrifugei, incluziv materialul încărcat, în kgf;

w — viteza periferică a arborelui în pivot, în m/s.

Puterea consumată de frecarea pereților tamburului, în kW, este:

$$L_4 = \frac{\beta}{1,36 \cdot 10^6} D^2 v_0^3 \gamma_a \quad (19)$$

unde:

D este diametrul interior al tamburului, în m;

β — coeficient de rezistență la frecare, aproximativ 2,3;

v_0 — viteza periferică de rotație a tamburului, în m/s;

γ_a — greutatea specifică a aerului, în kgf/m³.

Puterea totală, în kW, pe arborele centrifugei, când durata de punere în care a centrifugei este τ_1 , va fi:

$$N_i = \frac{L_1 + L_2}{60 \cdot 102 \cdot \tau_1} + L_3 + L_4 \quad (20)$$

Puterea necesară pentru motor se ia, practic, cu un adaus de 10—20% deci:

$$N_{\text{efectiv}} = \frac{N_i}{0,9} \dots \frac{N_i}{0,8} \quad (21)$$

În timpul lucrului, datorită forței centrifuge, lichidul din tamburul centrifugei apasă stratul de precipitat cu care formează două inele concentrice.

Puterea necesară pentru rotația tamburului în timpul perioadei de lucru este mult mai mică decât cea necesară pentru perioada de punere în funcțiune și depinde, în primul rând, de pierderile de frecare în lagăre și de rezistența aerului. Puterea necesară în timpul perioadei de lucru (centrifugare) este de obicei aproximativ 30% din puterea necesară perioadei de punere în funcțiune; consumul total de energie depinde de durata perioadei de lucru.

La mersul în plin al centrifugei se consumă lucru mecanic pentru învârtirea centrifugei (greutatea tamburului + încărcătură) și pentru lichidul cu suspensie (n molul) care intră și iese din centrifugă. Fiecare kilogram de lichid care este limpezit, cum și fiecare kilogram de încărcătură trebuie să fie aduse la turația minimă. Pentru aceasta, în mod sumar, se poate considera că lucrul mecanic, în $\text{kgf} \cdot \text{m}$, consumat va fi:

$$L = \frac{Q v_1}{3600}$$

unde Q este debitul lichidului în kgf/h , care curge într-o centrifugă. La aceasta corespunde un consum de putere, în kW :

$$N = \frac{Q v_1}{3600 \cdot 102}$$

și dacă $\frac{Q}{3600} = 1 \text{ kgf/s}$, atunci:

$$N_1 = \frac{1 \cdot v_1}{102} = \frac{1 \cdot 2 \cdot r \cdot \pi \cdot n}{60 \cdot 102} = 0,00103 \text{ n kW} \quad (22)$$

pentru fiecare kilogram care trece prin centrifugă.

Din această cauză, la centrifugele al căror tambur nu este bine încheiat, lichidul pierzându-se prin neetanșeități, se constată imediat un consum anormal de putere.

În fig. 16 se indică variația consumului de lucru mecanic pentru o centrifugă cu diametrul de 850 mm și cu încărcătura de 80 kg, care intră în funcțiune normală după 57 de secunde.

Încărcarea se face cu centrifuga oprită din funcțiune. Intrucât puterea pentru pornire este destul de importantă, se tinde să se folosească centrifuge

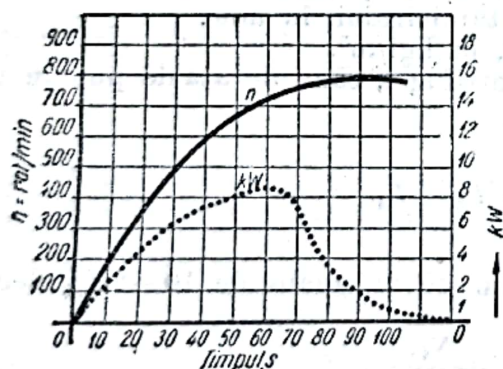


Fig. 16. Variația consumului de lucru mecanic la o centrifugă cu diametrul de 850 mm și cu încărcătura de 80 kg.

cu funcționare continuă. Conform ecuației (15), consumul total de energie depinde de suma forțelor de inerție ale corpului în rotație, cum și de viteza unghiulară ω a centrului de greutate al maselor în rotație. Cu cât masa este mai mică (greutatea tamburului + încărcătură) și cu cât centrul acestor mase este mai aproape de axul de rotație (diametrul tamburului mic), cu atât este mai mic momentul de inerție și cu aceasta, consumul de lucru mecanic. De aici rezultă necesitatea de a se construi centrifuge cu diametrul mai mic și din aliaje ușoare și rezistente; capacitatea de sedimentare depinde însă de turație și, ca atare, consumul de lucru mecanic crește cu turația, deoarece viteza un-

ghiulară (viteza periferică pentru $r = 1$) este:

$$\omega = \frac{2 \cdot 1 \cdot \pi \cdot n}{60} = 0,1047 \text{ n.}$$

La oprirea centrifugei, rezerva de forță vie a centrifugei în rotație este absorbită de rezistențele care i le opun frânele speciale cu care sunt echipate centrifugele.

CALCULUL DE REZISTENȚĂ ȘI DIMENSIONAREA CENTRIFUGELOR

Materialul de construcție al centrifugelor depinde, în primul rând, de caracteristicile chimice ale materialului de centrifugat și apoi de rezistența mecanică necesară la turația și la diametrul rezultate din factori tehnologici.

Diametrul și turația tamburului trebuie astfel calculate, încât rezistența materialului să corespundă solicitărilor la care este supus. Aceste solicitări, create de forța centrifugă, datorită greutatei tamburului și încărcăturii, tind să rupă tamburul în două (fig. 17).

Se calculează presiunea exercitată de încărcătură asupra pereților tamburului și tracțiunea provocată de forța centrifugă asupra unui centimetru pătrat din suprafața tamburului.

Cu această presiune, calculul de rezistență al tamburului este asemănător cu calculul recipientelor și al conductelor cilindrice supuse la presiune internă :

$$s = \frac{pDx}{2kR} + a, \quad (23)$$

unde :

- p este presiunea interioară, în atc;
 - s — grosimea peretelui, în cm;
 - $D = 2r_t$ — diametrul tamburului, în cm;
 - R — rezistența la rupere a materialului tamburului, în kgf/cm²;
 - x — coeficient de siguranță, de obicei 4,5 pentru cilindri trași sau sudați și 4 pentru cilindri nituiți;
 - k — coeficient special, în funcție de natura îmbinării. Pentru țevi trase sau pentru cilindri sudați, $k = 1$;
 - a — adaus pentru uzură, în funcție de corozivitatea încărcăturii, în cm.
- Se dă mai jos sarcina la rupere R pentru materialele de construcție cele mai des folosite la confecționarea tamburelor de centrifuge :

	R kgf/cm ²
Fier sudabil	3 300
Oțel moale obișnuit	4 000
Oțel turnat	3 500 — 7 000
Oțel cu nichel	6 000 — 8 000
Oțel cu crom și nichel	8 300 — 8 800
Oțel cu crom și siliciu (de arcuri)	9 500
Oțel moale de creuzet	5 000 — 20 000
Cupru	2 000 — 3 000
Duralumin tratat	4 600

Dacă nu se ține seamă de k și a , și adoptând formula care exprimă raza interioară în metri, $D = 100 \cdot 2r_M$, formula (23) devine :

$$s = \frac{100 \cdot 2r_M x}{2R} p = 100 \frac{r_M x}{R} p. \quad (24)$$

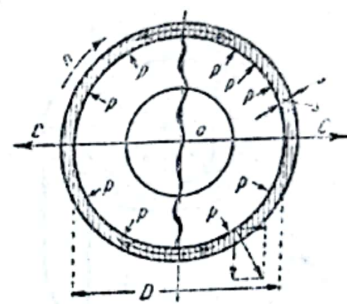


Fig. 17. Solicitări create în peretele tamburului centrifugei.

Presiunea p este suma presiunilor rezultate din forța centrifugă p_M , datorită greutateii proprii a tamburului și din p_F datorită încărcăturii, adică :

$$p = p_M + p_F \quad (25)$$

Aceste două presiuni acționează în același sens și, la supraîncărcare, ele tind să rupă tamburul în lungul generatoarei, paralel cu axa.

Solicitarea datorită greutateii proprii este foarte mare și influențează limita de rezistență a mantalei, reducând prin aceasta turația permisă și, deci, viteza de centrifugare.

Eforturile p_M și p_F , componentele presiunii totale, p , trebuie calculate separat. Efortul centrifug datorit greutateii G_M , a elementului de volum de tambur $cdefghik$ (fig. 18) a cărei față interioară $cdik$ are 1 cm^2 și care se rotește cu viteza v_M , raza de rotație fiind r_M , este :

$$p_M = \frac{G_M}{g} \frac{v_M^2}{r_M} \quad (25a)$$

Considerând suprafața $cdik$ ca o suprafață plană și neglijând diferența dintre latura exterioară și cea interioară (fig. 18) se poate calcula greutatea elementului de volum de tambur cu latura de 1 cm^2 :

$$G_M = 0,1 \cdot 0,1 \cdot 0,1 s \gamma_M = 0,001 s \gamma_M \quad (26)$$

unde γ_M este greutatea specifică a metalului din care este construit tamburul, în kgf/dm^3 .

Fig. 18. Eforturile rezultate în pereții unui tambur de centrifugă la funcționare în gol.

Inlocuind în relația (25a) viteza periferică a elementului considerat :

$$v_M = \frac{2r_M \pi n}{60}$$

se ajunge la :

$$p_M = \frac{0,001 s \gamma_M}{g} \cdot \frac{2^2 r_M^2 \pi^2 n^2}{60^2 r_M} = 0,001 s \gamma_M \frac{r_M n^2}{900} \quad (27)$$

a) Solicitarea tamburului în cazul funcționării în gol. Presupunând că centrifuga funcționează în gol, tamburul este solicitat numai la presiunea p_M , creată de greutatea proprie (fig. 18). Inlocuind valoarea presiunii interioare p din formula (24), cu valoarea efortului p_M , se obține :

$$s = \frac{100 r_M x}{R} p_M = \frac{100 r_M x}{R} \frac{0,001 s \gamma_M r_M n^2}{900} \quad (28)$$

sau

$$s = \frac{0,00011 r_M^2 x s \gamma_M n^2}{R} \quad (28a)$$

și simplificând cu s ,

$$r_M^2 n^2 = \frac{R}{0,00011 \gamma_M x} \quad (29)$$

Grosimea tamburului a fost eliminată; în concluzie, la funcționarea în gol, grosimea peretelui tamburului nu influențează rezistența tamburului. Ruperea tamburului se va produce totdeauna pentru aceeași valoare a vitezei periferice, indiferent de grosimea tamburului, deoarece, dacă se mărește grosimea peretelui tamburului, deși se mărește secțiunea care poate rezista la un efort mai mare, în același timp se mărește și greutatea tamburului și, prin aceasta, forța centrifugă.

Formula (29) este asemănătoare cu formula folosită în calculul volanților și al inelelor circulare.

Tensiunea în direcția tangențială la care este solicitat tamburul este:

$$\sigma_2 = 0,1 \frac{\gamma_M}{g} v_1^2, \quad (30)$$

unde $\sigma_2 = R/x$ este solicitarea, în kgf/cm², sau:

$$\frac{R}{x} = 0,1 \frac{\gamma_M}{g} v_1^2. \quad (31)$$

Sarcina de rupere nu depinde decât de viteza periferică a tamburului. La confecționarea centrifugelor rapide se alege un material foarte rezistent, pentru a putea ridica cât mai sus limita înăuntrul căreia se va mări acțiunea acceleratoare a forței centrifuge asupra vitezei de sedimentare. Duraluminiul, deși mult mai costisitor decât oțelurile speciale, prezintă, față de oțelul moale, următoarele caracteristice:

		Duraluminiu	Oțel moale
Greutate specifică	kgf/dm ³	2,8	7,86
Modul de elasticitate	kgf/cm ²	6 000	21 500
Sarcina de rupere la tracțiune	kgf/cm ²	4 600	4 000
Limita elasticității	kgf/cm ²	4 000	3 700
Alungirea	%	11	20

Pentru aceeași rezistență, duraluminiul este de $7,86/2,8 = 2,8$ ori mai ușor decât oțelul. Forța centrifugă dezvoltată și, prin urmare, sarcina suplimentară de rupere la care ar fi supus tamburul datorită greutății proprii, este micșorată în aceeași proporție.

În tabela 3 sunt calculate, cu ajutorul ecuației (30), tensiunile la diverse valori ale vitezei periferice v_1 , la care ar fi supus un inel de oțel moale, în comparație cu unul de duraluminiu.

Tabela 3

Tensiunile la care este supus un inel de oțel și unul de aluminiu

Viteza periferică v_1 m/s	20	50	75	100	150	200	400
Tensiunea σ la care este supus un inel de oțel moale cu $\gamma = 7,86 \text{ kgf/cm}^3$	32	200	450	800	1 800	3 200	12 800
Tensiunea σ la care este supus un inel de duraluminiu cu $\gamma = 2,8 \text{ kgf/cm}^3$	11	71	160	290	650	1 140	4 600

În cazul oțelului, și la o solicitare maximă admisibilă de

$$\frac{R}{x} = \frac{4\,000}{5} = 800 \text{ kgf/cm}^2,$$

viteza periferică v_1 a tamburului în gol va trebui să nu depășească 100 m/s, în timp ce duralumiul, chiar pentru viteza de $v_1 = 150$ m/s, este încă departe de solicitarea maximă admisibilă

$$\frac{R}{x} = \frac{4\,600}{5} = 920 \text{ kgf/cm}^2.$$

Inelul de duraluminu se va rupe la viteza periferică de peste 200 m/s.

b) Relația dintre grosimea pereților și diametrul tamburului. Dacă grosimea pereților este mare în raport cu diametrul centrifugei, intervine în calcul repartiția neuniformă a tensiunilor în masa de metal. S'a demonstrat grafic că, dela un anumit punct, o mărire a grosimii peretelui nu micșorează decât în mică măsură tensiunile maxime interne dirijate tangențial cilindrului.

c) Relația dintre rezistența tamburului și coeficientul de mărire a vitezei de separare. În fig. 3, pe baza formulelor (29) și (31), s'au calculat și s'au trasat curbele care dau valorile razelor interioare r_i ale tamburului, în funcție de turație. Formula a fost adaptată după cum urmează:

$$n^2 = \frac{R}{0,00011 \gamma_M x r_i^2};$$

$$n = \sqrt{\frac{R}{0,00011 \gamma_M x r_i^2}}. \quad (32)$$

Pentru un tambur de oțel cu $R = 8\,500$ kgf/cm², $\gamma_M = 7,86$ kgf/dm³ și un coeficient de siguranță $x = 4$, rezultă:

$$n = \sqrt{\frac{8\,500}{0,00011 \cdot 7,86 \cdot 4 \cdot r_i^2}} = \frac{1\,569}{r_i}.$$

Pentru un tambur gol cu raza de 1 m, solicitarea maximă admisă va fi atinsă pentru turația $n = 1\,569$ rot/min. Valorile corespunzătoare sunt cele ale curbei cu linii întrerupte. Se constată că această curbă de rezistență taie curbele care reprezintă valorile raportului vitezei de separare S în diferite puncte ale ordonatei, delimitând astfel porțiunile de utilizat pentru aceste curbe. Valorile C_i și S , situate dedesubtul acestei curbe de rezistență nu pot fi utilizate în cazul unui tambur făcut din oțelul considerat.

Din figură se constată avantajul utilizării vitezelor mari de rotație. În timp ce un tambur de oțel cu raza $r_i = 1,2$ m la funcționarea în gol permite o turație maximă de $n = 1\,220$ rot/min, realizând prin aceasta o viteză de decantare S de 44,7 ori mai mare decât prin decantare naturală, un tambur confecționat din același oțel, având raza $r_i = 0,3$ m, permite o turație $n = 4\,880$ rot/min și o valoare $S = 89,4$ — adică dublă față de primul caz.

Dacă în formula (32) se suprimă coeficientul de siguranță $x = 5$, se obține viteza de rotație care va provoca ruperea tamburului, deci viteza limită care nu trebuie atinsă în niciun caz:

$$n' = \sqrt{\frac{R}{0,00011 \gamma_M r_i^2}}. \quad (33)$$

Pentru oțel moale cu $R = 4\,400$ kgf/cm²,

$$n = \sqrt{\frac{4\,400}{0,00011 \cdot 7,86 \cdot 5 \cdot r_i^2}} = \frac{1\,010}{r_i}.$$

Adică, pentru un tambur cu raza $r_t = 1$ m — turația maximă pentru ruperea tamburului $n' = 1\,010$ rot/min.

În fig. 3, curba de rezistență pentru oțel moale a fost trasată numai în parte. Rezultă că acest metal nu permite turații mari și, ca atare, vitezele de separare sunt mult mai reduse decât pentru oțelul special cu $R = 8\,500$ kgf/cm².

Pentru tamburul de cupru la care corespunde $R = 2\,300$ kgf/cm²,

$$n = \sqrt{\frac{2\,300}{0,00011 \cdot 9,5 \cdot r_t^2}} = \frac{663}{r_t}.$$

Curba respectivă a fost trasată în fig. 3; pentru un tambur cu $r_t = 0,3$ m rezultă că, la funcționarea în gol, nu se permite o turație mai mare decât 2 240 rot/min, careia îi corespunde o mărire a vitezei de sedimentare $S = 40$.

Pentru duraluminul călit, aceeași formulă dă:

$$n = \sqrt{\frac{4\,600}{0,00011 \cdot 2,8 \cdot r_t^2}} = \frac{1\,723}{r_t},$$

asa dar o valoare superioară celei obținute pentru oțelul special cu $R = 8\,500$ kgf/cm².

De aici rezultă avantajul deosebit pe care-l poate prezenta duraluminul, datorită greutatei sale specifice de 2,8 ori mai mică decât a fierului.

Calculul de mai sus demonstrează necesitatea de a utiliza metale de mare rezistență, pentru a obține viteze de separare cât mai mari.

Presupunând că este necesară o turație de 20 000 rot/min pentru un tambur de oțel cu $R = 8\,500$ kgf/cm² rezultă din fig. 3 că tamburul va avea:

$$r_t = \sqrt{\frac{R}{0,00011 \gamma_M x n^2}} = \sqrt{\frac{8\,500}{0,00011 \cdot 7,86 \cdot 5 \cdot 20\,000^2}} = 0,07,$$

adică un diametru sub 14 cm. Cu acest tambur se poate realiza o mărire a vitezei de sedimentare de:

$$S = \frac{n}{30} \sqrt{r} = \frac{20\,000}{30} \sqrt{0,07} = 175 \text{ ori mai mare decât decantarea naturală.}$$

Dacă sunt necesare viteze și mai mari, trebuie să se recurgă la aliaje mai rezistente, care reclamă însă anumite precauții în construcție. Trecurile dela o secțiune la alta trebuie racordate progresiv. Se preferă tamburele tratate termic, în locul celor călite, care deși sunt mai rezistente, sunt mai puțin ductile. Adică sunt mai fragile și expuse ruperii. S'au experimentat și tambure de oțel moale, fretate cu spirale de oțel special.

În scopuri științifice speciale, se întrevăd în viitor tambure de centrifuge întărite cu fire de wolfram. Actualmente, în industria wolframului s'a ajuns să se tragă fire cu diametrul de 0,015 mm (15 μ), cu greutatea specifică $\gamma_M = 8,03$ kgf/dm³ și cu rezistența la tracțiune $R = 60\,000 - 70\,000$ kgf/cm²; aplicându-se formula (32) și considerând coeficientul de siguranță $x = 5$, rezultă:

$$n = \sqrt{\frac{70\,000}{0,00011 \cdot 8,03 \cdot 5 \cdot r_t^2}} = \frac{4\,000}{r_t}$$

care, la un tambur cu diametrul de 14 cm corespunde ca turație pentru limita de rupere :

$$n' = \frac{4\,000}{0,07} = 57\,000 \text{ rot/min.}$$

viteza periferică :

$$v_1 = \frac{2 \cdot 0,07 \cdot 57\,000}{60} = 400 \text{ m/s}$$

și viteza de sedimentare :

$$S = \frac{n}{30} \sqrt{r_1} = \frac{57\,000}{30} \sqrt{0,07} = 500.$$

Efortul centrifug suportat de fiecare kilogram de material din centrifugă este :

$$C_1 = \frac{rn^2}{900} = \frac{0,07 \cdot 57\,000^2}{900} \approx 250\,000 \text{ kgf.}$$

Particulele solide în suspensie vor fi solicitate deci la o forță de 250 000 ori mai mare decât atracția pământului.

Accelerația a pe care o poate imprima o forță P unui corp de masă m este :

$$a = \frac{P}{m} \quad (34)$$

Pentru un corp cu greutatea $G = 1 \text{ kgf}$, accelerația în cădere liberă a corpului este :

$$a = \frac{P}{m} = g = 9,81 \text{ m/s}^2. \quad (35)$$

În mod asemănător, accelerația datorită forței centrifuge C_1 la un tambur de centrifugă este :

$$a = \frac{C_1}{m} = \frac{250\,000 \cdot 9,81}{1} = 2\,450\,000 \text{ m/s}^2.$$

Aplicând astfel de forțe soluțiilor coloidale sau moleculare, sau chiar gazelor, se va ajunge la rezultate interesante, dacă se ține seamă că viteza proprie a moleculelor este de ordinul a 300 m/s.

Pentru aplicații tehnice obișnuite limita practică recomandată pentru oțelul special $R = 8\,500 \text{ kgf/cm}^2$, la un coeficient de siguranță de 5, permite o solicitare utilă de $8\,500 : 5 = 1\,700 \text{ kgf/cm}^2$.

d) Solicitarea datorită încălzirii. În calculele precedente nu s'a ținut seamă de stratul mai gros sau mai subțire depus pe pereții tamburului centrifugei. Cu cât încălzirea va fi mai mare, cu atât efortul adițional p_p datorit încălzirii, se va adăuga efortului p_M — datorit greutății proprii — și va tinde să rupă tamburul.

Unele centrifuge se umplu parțial, încărcătura formând un inel concentric, lipit de pereții tamburului, sau, uneori, tamburul este umplut aproape complet până la ax. Ultimul caz se situează în cazul solicitării maxime și va fi considerat în calculele următoare.

Formula (29) a demonstrat că, la funcționarea în gol, grosimea tamburului nu intervine în calculul de rezistență, ceea ce nu se întâmplă însă când tamburul este parțial sau total umplut cu material centrifugat.

Dacă tamburul este plin, se poate presupune că întregul lui conținut poate fi format din elemente unghiulare cu vârful în axa de rotație (fig. 19), înălțimea prisme fiind r_i , iar centrul ei de greutate fiind la $2/3$ de vârf, adică la o distanță de axa de rotație egală cu :

$$r_F = \frac{2}{3} r_i \quad (36)$$

greutatea acestei prisme este, ținând seamă că r_i este dat în m :

$$G_F = 0,1 \cdot 0,1 \cdot \frac{10 r_i}{2} \gamma_F = 0,05 r_i \gamma_F,$$

unde γ_F este greutatea specifică a încărcăturii, în kgf/dm³.

Forța centrifugă dezvoltată de greutatea încărcăturii cu baza de 1 cm² apăsând pe pereții centrifugei va fi :

$$p_F = G_F \frac{r_F n^2}{900} = 0,05 r_i \gamma_F \frac{2 r_i n^2}{3 \cdot 900} = 0,033 \gamma_F \frac{r_i^2 n^2}{900} \quad (37)$$

Efortul total suportat de tambur datorită greutății proprii [ecuația (27)] și încărcăturii [ecuația (37)] va fi :

$$p = p_M + p_F;$$

deci

$$p = 0,001 s \gamma_M \frac{r_M n^2}{900} + 0,033 \gamma_F \frac{r_i^2 n^2}{900} \quad (38)$$

După ecuația (24)

$$s = 100 \frac{r_i x}{R} p;$$

de unde

$$p = \frac{sR}{100 r_i x} \quad (39)$$

care, introdusă în ecuația (38), dă :

$$\frac{sR}{100 r_i x} = 0,001 s \gamma_M \frac{r_M n^2}{900} + 0,033 \gamma_F \frac{r_i^2 n^2}{900},$$

de unde

$$sR = 100 r_i x \cdot 0,001 s \gamma_M \frac{r_M n^2}{900} + 100 \cdot r_i x \cdot 0,033 \gamma_F \frac{r_i^2 n^2}{900}$$

sau

$$sR = 0,1 r_i x s \gamma_M \frac{r_M n^2}{900} + 3,3 r_i x \gamma_F \frac{r_i^2 n^2}{900}$$

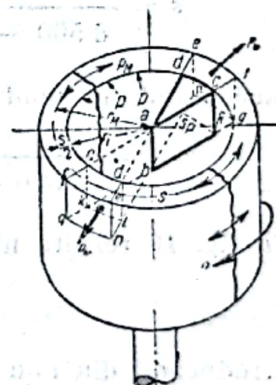


Fig. 19. Eforturile rezultate în pereții unui tambur de centrifugă la funcționare cu încărcătură.

și, înfine,

$$s = \frac{3,3 r_i^3 x \gamma_F \frac{n^2}{900}}{R - 0,1 r_i x \gamma_M r_M \frac{n^2}{900}} = \frac{0,00367 x \gamma_F r_i^3 n^2}{R - 0,00011 x \gamma_M r_i r_M n^2} \quad (40)$$

Termenul r_M are valoarea :

$$r_M = r_i + \frac{s}{2} \quad (40 a)$$

Nu se poate înlocui r_M cu r_i așa cum s'a făcut în calculele precedente, deoarece, la limita superioară, r_M este net mai mare decât r_i . Grosimea s nu poate fi determinată decât prin aproximații succesive, înlocuind r_M cu r_i în formula (40). Se obține o valoare provizorie pentru s care se introduce în ecuația (40 a) și se reîncepe calculul sub această formă. Dacă în formula (40) se obține, pentru produsul $(0,00011 x \gamma_M r_i r_M n^2)$, o valoare mai mare decât R , aceasta arată că rezistența pereților tamburului este abia suficientă pentru a rezista forței centrifuge proprii.

Aceasta se demonstrează mai clar printr'un exemplu : Presupunând un tambur de centrifugă cu $r_i = 0,5$ m, construit din material cu $R = 8\,500$ kgf/cm² și cu $\gamma_M = 7,86$ kgf/dm³, umplut cu o încărcătură cu $\gamma_F = 2,0$ kgf/dm³ pentru un coeficient de siguranță $x = 5$ și o turație $n = 2\,500$ rot/min, potrivit formulei (40) :

$$s = \frac{0,00367 \cdot 5 \cdot 2,0 \cdot 0,5^3 \cdot 2\,500^2}{8\,500 - 0,00011 \cdot 5 \cdot 7,86 \cdot 0,5 \cdot r_M \cdot 2\,500^2} = \frac{28\,672}{8\,500 - 13\,500 r_M} \quad (41)$$

Considerând, în mod provizoriu, $r_M = r_i$ se obține :

$$s = \frac{28\,672}{8\,500 - 13\,500 \cdot 0,5} = \frac{28\,672}{8\,500 - 6\,750} = \frac{28\,672}{1\,750} = 16,4 \text{ cm.}$$

Din fig. 18 rezultă însă :

$$r_M = 0,5 + \frac{0,164}{2} = 0,582 \text{ m.}$$

Introducând din nou această valoare în formula (41) se obține pentru s valoarea :

$$s = \frac{28\,672}{8\,500 - 13\,500 \cdot 0,582} = \frac{28\,672}{8\,500 - 7\,860} \cong 45 \text{ cm.}$$

Solicitarea datorită greutatei proprii a tamburului va fi deci 7 860, kgf/cm², în timp ce rezistența $R = 8\,500$ kgf/cm². Tamburul nu este deci suprasolicitat la turația $n = 2\,500$ rot/min. Pentru turația de 2 000 rot/min :

$$s = \frac{0,00367 \cdot 5 \cdot 2,0 \cdot 0,5^3 \cdot 2\,000^2}{8\,500 - 0,00011 \cdot 5 \cdot 7,86 \cdot 0,5 \cdot r_M \cdot 2\,000^2} = \frac{18\,350}{8\,500 - 8\,646 r_M} ;$$

pentru $r_M = r_i = 0,5$ se obține :

$$s = \frac{18\,350}{8\,500 - 4\,323} = \frac{18\,350}{4\,177} = 4,4 \text{ cm ;}$$

și, înfine,

$$s = \frac{3,3 r_i^3 x \gamma_F \frac{n^2}{900}}{R - 0,1 r_i x \gamma_M \frac{r_M}{900}} = \frac{0,00367 x \gamma_F r_i^3 n^2}{R - 0,00011 x \gamma_M r_i r_M \frac{n^2}{900}} \quad (40)$$

Termenul r_M are valoarea :

$$r_M = r_i + \frac{s}{2} \quad (40 a)$$

Nu se poate înlocui r_M cu r_i așa cum s'a făcut în calculele precedente, deoarece, la limita superioară, r_M este net mai mare decât r_i . Grosimea s nu poate fi determinată decât prin aproximații succesive, înlocuind r_M cu r_i în formula (40). Se obține o valoare provizorie pentru s care se introduce în ecuația (40 a) și se reîncepe calculul sub această formă. Dacă în formula (40) se obține, pentru produsul $(0,00011 x \gamma_M r_i r_M \frac{n^2}{900})$, o valoare mai mare decât R , aceasta arată că rezistența pereților tamburului este abia suficientă pentru a rezista forței centrifuge proprii.

Aceasta se demonstrează mai clar printr'un exemplu : Presupunând un tambur de centrifugă cu $r_i = 0,5$ m, construit din material cu $R = 8\,500$ kgf/cm² și cu $\gamma_M = 7,86$ kgf/dm³, umplut cu o încărcătură cu $\gamma_F = 2,0$ kgf/dm³ pentru un coeficient de siguranță $x = 5$ și o turație $n = 2\,500$ rot/min, potrivit formulei (40) :

$$s = \frac{0,00367 \cdot 5 \cdot 2,0 \cdot 0,5^3 \cdot 2\,500^2}{8\,500 - 0,00011 \cdot 5 \cdot 7,86 \cdot 0,5 \cdot r_M \cdot 2\,500^2} = \frac{28\,672}{8\,500 - 13\,500 r_M} \quad (41)$$

Considerând, în mod provizoriu, $r_M = r_i$ se obține :

$$s = \frac{28\,672}{8\,500 - 13\,500 \cdot 0,5} = \frac{28\,672}{8\,500 - 6\,750} = \frac{28\,672}{1\,750} = 16,4 \text{ cm.}$$

Din fig. 18 rezultă însă :

$$r_M = 0,5 + \frac{0,164}{2} = 0,582 \text{ m.}$$

Introducând din nou această valoare în formula (41) se obține pentru s valoarea :

$$s = \frac{28\,672}{8\,500 - 13\,500 \cdot 0,582} = \frac{28\,672}{8\,500 - 786} \approx 45 \text{ cm.}$$

Solicitarea datorită greutateii proprii a tamburului va fi deci $7\,860$ kgf/cm², în timp ce rezistența $R = 8\,500$ kgf/cm². Tamburul nu este deci suprasolicitat la turația $n = 2\,500$ rot/min. Pentru turația de $2\,000$ rot/min :

$$s = \frac{0,00367 \cdot 5 \cdot 2,0 \cdot 0,5^3 \cdot 2\,000^2}{8\,500 - 0,00011 \cdot 5 \cdot 7,86 \cdot 0,5 \cdot r_M \cdot 2\,000^2} = \frac{18\,350}{8\,500 - 8\,646 r_M} ;$$

pentru $r_M = r_i = 0,5$ se obține :

$$s = \frac{18\,350}{8\,500 - 4\,323} = \frac{18\,350}{4\,177} = 4,4 \text{ cm ;}$$

această valoare, reintrodusă în formulă, conduce la :

$$r_M' = 0,5 + \frac{0,044}{2} = 0,522 \text{ m}$$

de unde :

$$s = \frac{18\,350}{8\,500 - 8\,646 \cdot 0,522} = \frac{18\,350}{8\,500 - 4\,513} = \frac{18\,350}{3\,987} = 4,6 \text{ cm.}$$

În mod asemănător, la viteza de 1 000 rot/min se obține :

$$s = \frac{0,00367 \cdot 5 \cdot 2 \cdot 0,5^3 \cdot 1\,000^2}{8\,500 - 0,00011 \cdot 5 \cdot 7,86 \cdot 0,5 \cdot r_M \cdot 1\,000^2} = \frac{4\,582}{8\,500 - 2\,162 \cdot r_M} ;$$

$$s = \frac{4\,582}{8\,500 - 2\,162 \cdot 0,5} = \frac{4\,582}{7\,419} = 0,62 \text{ cm.}$$

Într-o valoare rectificată va fi :

$$s = \frac{4\,582}{8\,500 - 2\,162 \cdot 0,503} = \frac{4\,582}{8\,500 - 1\,090} = \frac{4\,582}{7\,410} = 0,62 \text{ cm.}$$

e) Relația dintre viteza de rotație, grosimea și natura materialului din care se construiește peretele tamburului, și viteza de decantare. În fig. 20 sunt date rezultatele calculelor pentru o centrifugă cu raza $r_i = 0,5 \text{ m}$, umplută complet până la ax cu amestec de cristale și lichid cu $\gamma_F = 2,0 \text{ kgf/dm}^3$. Abscisa reprezintă turajul, iar ordonata, grosimea pereților s , cu un coeficient de siguranță $x = 5$, pentru tambure de cupru cu $R = 2\,300 \text{ kgf/cm}^2$, oțel de $R = 8\,500 \text{ kgf/cm}^2$ și oțel special de arcuiri cu $R = 20\,000 \text{ kgf/cm}^2$. Pentru duraluminu înobilat, cu $R = 4\,600 \text{ kgf/cm}^2$, curba se situează puțin sub curba oțelului cu $R = 8\,500 \text{ kgf/cm}^2$, datorită greutateii specifice mai mici $\gamma_M = 2,8 \text{ kgf/dm}^3$.

Analizând curbele din figură, se constată creșterea rapidă a grosimii peretelui în funcție de mărirea turajului centrifugei. Se ajunge repede la grosimi irealizabile. Pe abscisa superioară a figurii sunt trasate valorile raportului care arată mărirea vitezei de sedimentare în funcție de turaj :

$$S = \frac{n}{30} \sqrt{r}.$$

Rezultă și aici că viteza de decantare crește cu turajul. Dublând turajul se dublează eficacitatea de separare, însă trebuie să se recurgă la materiale de rezistență mai mare.

Pentru $S = 30$, la care corespunde o turaj de 1 280 rot/min se mai poate folosi un tambur cu diametrul $= 1 \text{ m}$, în timp ce, pentru un oțel bun cu $R = 8\,500 \text{ kgf/cm}^2$ se poate atinge o turaj de 2 550 rot/min, obținându-se $S = 58$.

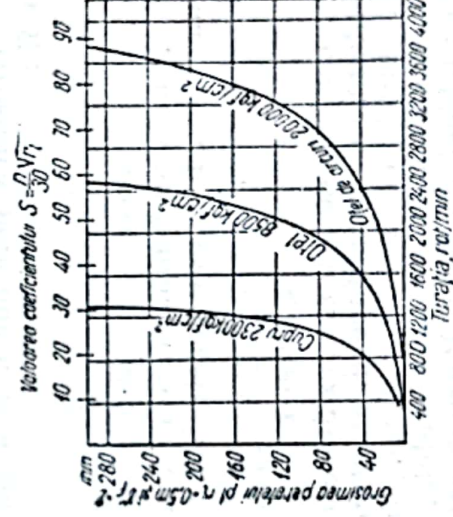


Fig. 20. Relația dintre turaj, rezistența materialului de construcție, grosimea peretelui tamburului și viteza de decantare.

Când sunt necesare viteze de separare și mai mari, neavând metale de rezistență mai mare, va trebui să se recurgă la reducerea diametrului tamburului. În toate cazurile, limita posibilă de utilizări unui anumit diametru se găsește între valorile date de ecuația (29) pentru tamburul complet gol, și de ecuația (40) pentru același tambur plin cu încărcătură. Grosimea peretelui tamburului va fi cu atât mai mică, cu cât tamburul va fi mai puțin plin.

f) Calculul eforturilor reale, suportate de tambur, necesare pentru calculul grosimii peretilor. Toate calculele precedente nu pot da o idee de ansamblu destul de clară asupra intensității eforturilor pe care trebuie să le suporte tamburul. Aplicând ecuația (38) la oțelul de $R = 8\,500 \text{ kgf/cm}^2$, cu $\gamma_M = 7.86 \text{ kgf/dm}^3$, cu peretele tamburului de grosimea $s = 9.4 \text{ cm}$ și o suspensie cu $\gamma_F = 2.0 \text{ kgf/dm}^3$, la o viteză de rotație de $2\,000 \text{ rot/min}$, se obține:

$$p = p_M + p_F = 0.001 s \gamma_M \frac{r_M^2}{900} + 0.033 \gamma_F \frac{r_F^2}{900} =$$

$$= 0.001 \cdot 9.4 \cdot 7.86 \cdot \frac{900}{900} + 0.033 \cdot 2.0 \cdot \frac{0.5^2 \cdot 2\,000^2}{900} =$$

$$= 166 + 73 = 238 \text{ kgf/cm}^2.$$

Este ca și când ar fi de calculat grosimea peretilor unei autoclave cu

diametrul de 1 metru, la presiunea de 238 kgf/cm^2 .

Printr-un calcul identic, pentru turația de $1\,000 \text{ rot/min}$, se obține:

$p = 41.4 + 18.3 = 59.7 \text{ kgf/cm}^2$.

Grosimea peretilor unei autoclave care funcționează la această presiune va fi:

$$s = \frac{D \cdot p}{2 R k} = \frac{100 \cdot 59.7}{2 \cdot 8\,500 \cdot 1} = 0.35 \text{ cm}.$$

Pentru un tambur care funcționează la aceeași turație și care are aceeași dimensiuni, însă este construit din oțel ordinar cu $R = 4\,000 \text{ kgf/cm}^2$,

$$s = \frac{100 \cdot 59.7}{2 \cdot 4\,000 \cdot 1} = 0.74 \text{ cm}.$$

Din cele de mai sus rezultă cât de mari sunt eforturile la care sunt supuse tamburele de centrifugă și, ca atare, ele trebuie executate cu mare grijă, ca și autoclavele de înaltă presiune. Fundurile și capacele centrifugelor suportă deosebite eforturi considerabile, asemănătoare celor care le suportă discurile turbinelor de abur. Potrivit calculului de rezistență aplicate la fundurile tamburelor de centrifugă, fundul tamburului trebuie să aibă o secțiune meridiană cu profil parabolic, cu grosimea crescândă spre ax, cu care să facă corp solid de egală rezistență.

Pentru o solicitare de $1\,500 \text{ kgf/cm}^2$ și o viteză $v_1 = 400 \text{ m/s}$, raportul dintre grosimea la centru și grosimea la margine, trebuie să fie de circa 70, adică, dacă fundul are grosimea de 10 mm , la margine, el ar trebui să aibă grosimea de 700 mm la centru, ceea ce, în practică, nu este posibil. De aceea se recurge la materiale cu rezistență mai mare. Astfel, pentru solicitări de $2\,500 \text{ kgf/cm}^2$, raportul de mai sus scade la 13, ceea ce conduce la o execuție posibilă în practică.

În asemenea cazuri ar trebui folosite oțelurile cu nichel cu $R = 9\,000 \text{ kgf/cm}^2$; acestea însă nu sunt recomandabile, deoarece sunt foarte fragile și greu de prelucrat.

Domeniul de aplicare al separării prin centrifugare

Pentru a explica mai bine domeniul de aplicare al separării prin centrifugare se dă în tabela 4 mărimea particulelor supuse separării și mijloacele utilizate în industrie. Dimensiunile corpurilor sunt date în milimetri și în microni.

Limitele pentru întrebuințarea centrifugelor sunt cele cuprinse în domeniul „nisip — făină — nomol”, dar pot fi uneori separate prin centrifugare și substanțele coloide.

Ultracentrifugele permit separarea particulelor până la dimensiuni ultramicroscopice. În tabela 4 este indicată mărimea particulelor supuse separărilor. Prin găsirea de materiale foarte rezistente se speră să se obțină la turație mare de centrifugare, chiar separări moleculare.

TIPURILE DE CENTRIFUGE

Clasificare

După utilizarea lor, centrifugele pot fi clasificate astfel :

- 1) *centrifuge decantoare*, folosite la separarea lichidelor de corpurile solide ;
- 2) *centrifuge separatoare*, care servesc la separarea lichidelor de densități diferite.

După construcția tamburului, se deosebesc :

- 1) *centrifuge cu tambur perforat*, cu sau fără pânză filtrantă ;
- 2) *centrifuge cu tambur continuu* (fără orificii).

După modul de funcționare, se deosebesc :

- 1) *centrifuge cu funcționare periodică* ;
- 2) *centrifuge cu funcționare semicontinuu* ;
- 3) *centrifuge cu funcționare continuă*.

La funcționarea centrifugei cu funcționare periodică se deosebesc următoarele perioade :

- punerea în funcțiune (umplere și pornire) ;
- rotația tamburului cu viteză constantă în care timp se produce separarea amestecului neomogen ;
- oprirea centrifugei ;
- descărcarea tamburului.

După modul de descărcare a tamburului, se deosebesc :

- 1) *centrifuge cu descărcare pe la partea superioară* ;
- 2) *centrifuge cu descărcare pe la partea inferioară*.

Pentru materiale cristaline și fin dispersate se recurge la centrifuge cu descărcare inferioară, iar pentru materiale care se aglomerează în bucăți se folosesc centrifuge cu descărcare pe la partea superioară.

După modul de instalare, se deosebesc :

- 1) *centrifuge fixe* ;
- 2) *centrifuge suspendate*.

Descărcarea materialului din aceste centrifuge se poate face, atât pe la partea inferioară cât și pe la cea superioară. Centrifugele cu acțiune periodică sunt, în majoritatea cazurilor, cu tambur vertical, a borele rotindu-se în două lagăre. Pentru prevenirea vibrațiilor și pentru amortisirea lor, centrifugele sunt prevăzute cu tamponi și cu arcuri.

Pentru a se evita stropirea cu lichid și pentru colectarea acestuia în bune condiții, tamburul este înconjurat cu o carcasă care servește și ca mijloc de apărare contra unei eventuale spargeri a tamburului.

Mărimea particulelor

Nr.	Denumirea grosinii sau a stării	Denumirea de clasare	Mărimea particulelor	
			mm	microni
1	Bulgări		600—1 000	
2	Minereuri sau cărbuni în bucăți	Mărimea pumnului Nuci	100 80 40	
3	Minereuri și cărbuni	Bucăți mari Nuci	60 40 16	
4	Pietriș	Grăunți II Alune Mazăre	20 10 3	
5	Nisip	Nisip de filtru (griș) V Nisip de filtru IV Nisip de filtru III (picătură de ploaie) Nisip de filtru II (zahăr tos) Nisip de filtru I Nisip praf	4 3 2 1 0,5	4000 500
6	Făină	Zahăr cristalizat	0,5 0,25	500 250
7	Noroiuri Nomoluri Prafuri	Amidon de porumb Amidon de cartofi Pudră de făină Abrazivi fini (șmirghel fin) Globule de sânge uman Celule de drojdie Amidon de orez Ultramarin Negru de fum	0,25 ; 0,15 ; 0,05 0,05 0,033 0,01 0,007 0,003 0,0022 0,00108	250 ; 150 ; 50 50 33 10 7 3 2,2 1,08
8	Coloizi Geluri celulare ne- cristaline Mișcarea browniană Soluțiile coloidale de consistență plftiei	Cazeină	0,001 0,0001 0,00001	1 0,1 0,01
9	Soluții moleculare veritabile (Solu- țiile de zahăr, sare de bucătărie, naftalină în benzen) Soluții care difuzează și dializează (viteză moleculară 300 m/s)	Mai mic decât molecula de amidon Lactoza Molecula de hidrogen	0,00001 0,000005 0,000001 0,0000001	0,01 0,005 0,0001 0,00001

supuse separărilor

Tabela 4

Vizibilitate	Limita de filtrare	Mijloace de separare în industrie	
		Grătare	Spălătoare cu grătar
Macroscopic vizibil cu ochiul liber	Nu trece prin filtrul obișnuit ; se separă prin decantare	Tablă perforată	Triaj manual pe mese mobile sau pe benzi
			Mașini de zețaj grele
			idem
			idem
Distinct la microscop		Site metalice împletite	Bazine de decantare
		Sită de păr	Separatoare cicloane
		Limita pentru hârtie de filtru calitatea dură	
Limita ultra-microscopică		Filtre de masă poroasă cu porii de 0,41—0,16 microni. Ultrafiltrare (hârtie de filtru preparată în colodiu) Pentru filtrare în industrie	
Invizibil la microscop	Trece prin hârtia de filtru ; nu decantează	Nu s'a putut separa prin filtrare	

Domeniul de folosire al centrifugelor

Acționarea centrifugei se face printr'o transmisie cu curea sau prin motor cuplat direct. Pentru a ușura oprirea centrifugei, aceasta este prevăzută cu o frână.

La centrifugele cu descărcare pe la partea superioară, materialul se scoate manual; operația este incomodă și periculoasă, când materialul care se manipulează este dăunător organismului. În aceste cazuri se recurge la centrifuge cu descărcare pe la partea de jos.

Având în vedere diversitatea tipurilor de aparate de centrifugare utilizate în industrie și dat fiind că, dintre acestea, cele mai multe tipuri servesc atât pentru separarea solidelor de lichide (decantoare), cât și pentru separarea lichidelor de densități diferite (separatoare), în descrierea aparatelor s'a adoptat clasificarea pe baza modului de evacuare a componentilor rezultați la centrifugare.

CENTRIFUGE DECANTOARE CU EVACUARE INTERMITENTĂ A LICHIDULUI (CENTRIFUGE DE LABORATOR)

Aceste aparate sunt construite pentru două, patru sau mai multe fiole sau tuburi suspendate în suporturi care se rotesc în jurul unui arbore vertical (fig. 21 și 22).

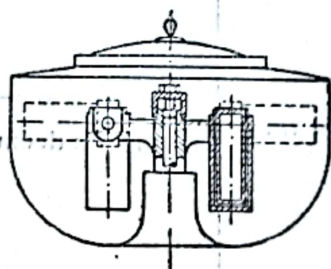


Fig. 21. Centrifugă de laborator.

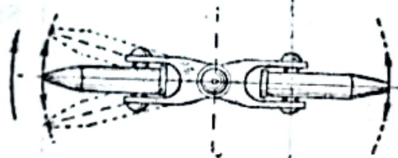


Fig. 22. Poziția fiolelor la centrifugare.

Particulele solide (impuritățile) se depun la fundul fiolei, volumul lor putând fi citit după oprirea centrifugei.

CENTRIFUGE DECANTOARE CU EVACUARE CONTINUĂ A LICHIDULUI, PRIN DEBORDARE

1. Centrifuge decantoare prin simplă decantare

La aceste aparate, lichidul intră prin partea de jos a tamburului și decantează în mod continuu; ajungând la partea superioară, se evacuează continuu, prin debordare peste marginea tamburului (fig. 23). Aparatul funcționează intermitent. În interior centrifuga are șicane cu găuri pentru echilibrarea presiunilor.

Fie secțiunea prin centrifuga din fig. 24. Nimic nu schimbă natura fenomenului, dacă se consideră centrifuga culcată cu arborele orizontal, ca în fig. 25: în acest caz avem a face cu o cuvă de decantare de lungime H și cu lățimea egală cu perimetrul tamburului.

Lichidul turbure intră prin b și iese la celălalt capăt prin c . Singura diferență dintre decantarea simplă și centrifugare este faptul că, la ultima,

precipitarea sedimentelor se efectuează datorită forței centrifuge, care este mult mai mare decât forța gravitației. În cazul acesta, bacul de decantare corespunzător centrifugei cu $H = 400$ mm, $D = 850$ mm și $d_i = 600$ mm, ar avea dimensiunile $400 \cdot 850 \cdot \pi$ mm², adică $400 \cdot 2\,669$ mm². Lichidul turbure, intrând în centrifugă cu $1\,500 - 3\,000$ dm³/h, secțiunea efectivă de trecere va fi:

$$\frac{\pi}{4} \cdot 8,5^2 - \frac{\pi}{4} \cdot 6^2 = 28,5 \text{ dm}^2;$$

astfel, viteza este de $0,088 - 0,176$ m/min. La aceste viteze, sedimentarea nu

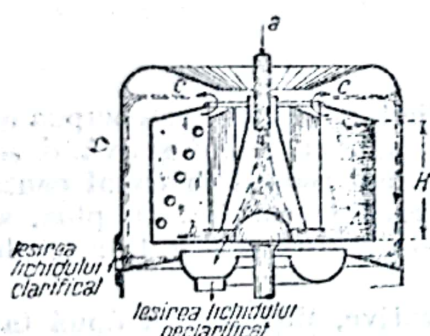


Fig. 23. Centrifugă cu evacuarea lichidului prin debordare.

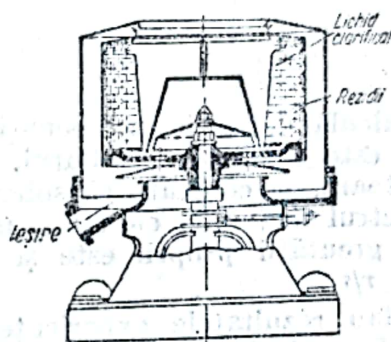


Fig. 24. Secțiune printr'un tambur de centrifugă cu șicane radiale perforate.

poate să se facă în bune condiții, deoarece lichidul antrenează particulele în suspensie.

Pe de altă parte, se vor forma curenți circulând în sensuri diferite, care vor fi amplificați de prezența șicanelor radiale așezate necorespunzător. Se vor forma vârtejuri în fiecare compartiment dintre șicanele radiale. Lichidul care intră prin b nu se va repartiza uniform pe toată secțiunea de scurgere și, după puțin timp, se va stabili un curent dirijat din e către c , curent amplificat de sedimentele din f , și însoțit de vârtejuri laterale. Se ajunge astfel la un moment în care sedimentele aduse de curentul proaspăt de lichid introdus în centrifugă nu se mai depun, fiind mereu antrenate de vârtejuri. Deși există o zonă d de repaus relativ, lichidul clarificat din această zonă nu poate fi evacuat din centrifugă cu dispozitive care să nu provoace perturbări noi.

De aceea se urmărește să se dirijeze acești curenți pe traiectorii bine determinate, așezând în interiorul centrifugei discuri deflectoare de secțiune convenabilă, care modifică parcursul lichidului. Aceste șicane (farfurii) fac însă anevoioasă extracția manuală a sedimentelor depuse. Se va vedea ulterior că se poate ajunge la o evacuare automată și continuă a sedimentelor depuse.



Fig. 25. Reprezentarea schematică a circulației lichidului într'un tambur de centrifugă cu arbore orizontal.

2. Centrifuge decantoare-clarificatoare

a) **Supercentrifugă cu tambur tubular.** S'a demonstrat, la tipul de centrifugă descris anterior, că, pentru a obține o ameliorare a separării, ar trebui ca cuva de decantare, rezultată prin desfășurarea tamburului, să nu fie prea mare în raport cu înălțimea (lungimea) tamburului.

Aceasta se poate obține prin :

- micșorarea diametrului tamburului ;
- micșorarea înălțimii lichidului în cuvă ;
- mărirea lungimii tamburului până aproape de forma tubulară.

Spre a menține însă aceeași valoare pentru viteza de separare S trebuie mărită turația n . Pentru un nou tambur de rază r_1 , viteza de rotație necesară va fi :

$$n_1 = n \sqrt{\frac{r}{r_1}}$$

Recalculând, cu ajutorul ecuației (38), solicitarea la care este supus metalul din care este construit tamburul, considerat plin cu lichid și având secțiuni asemănătoare, se constată că solicitarea este mai redusă în cazul centrifugei cu diametrul mai mic, cu toată mărirea vitezei de rotație. În plus, sarcina datorită greutatei proprii este și ea mai mică, grosimea b fiind redusă în raportul r/r_1 .

Se dau rezultatele experiențelor comparative, obținute cu două tambure de centrifuge A și B (fig. 26) pentru același debit de separare (unt) :

	Tambur A	Tambur B
Diametrul interior, mm	146	61
Înălțimea, mm	175	250
Debitul de lapte, l/h	100	100
Diametrul interior al tamburului, . . mm	146	61
Înălțimea interioară a tamburului, . . mm	115	250
Grosimea pereților tamburului, . . . mm	2	2
Conținutul de lapte din centrifugă în timpul funcționării, l	1,35	0,54
Turația, rot/min	6 600	12 000
Viteza periferică, m/s	52	41
Forța centrifugă a unității de greutate (lapte) la periferia tamburului, . . . kgf	3 550	4 900
Viteza laptelui la ieșire, m/s	28	19
Grosimea stratului de lapte pe pereți, mm	33	15
Presiunea laptelui pe tambur, . . . kgf/cm ²	540	220
Conținutul de unt rămas în lapte, . . %	0,277	0,155

Se constată că tamburul centrifugei cu diametru mic B , suportă o presiune unitară mai mică și că, la aceeași grosime de perete, poate fi supus la viteze de rotație mai mari, de unde rezultă o putere de separare mai mare. Pe acest

principiu se bazează construcția supercentrifugelor de tip Sharples, a căror schemă de funcționare este reprezentată în fig. 27 și 28.

Tamburul 1 este un tub cilindric simplu, închis la partea superioară cu un capac 2, iar la fund, cu capacul înșurubat — demontabil 3. Întreg sistemul

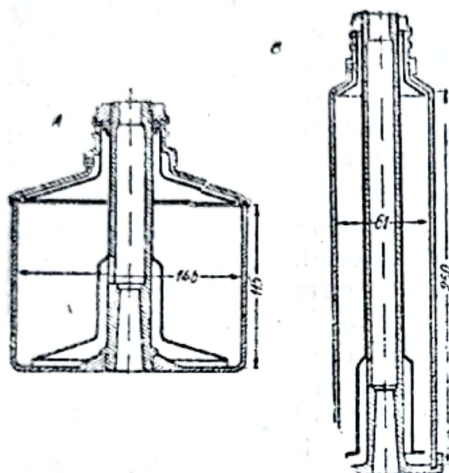


Fig. 26. Secțiune prin tamburul unei centrifuge experimentale.

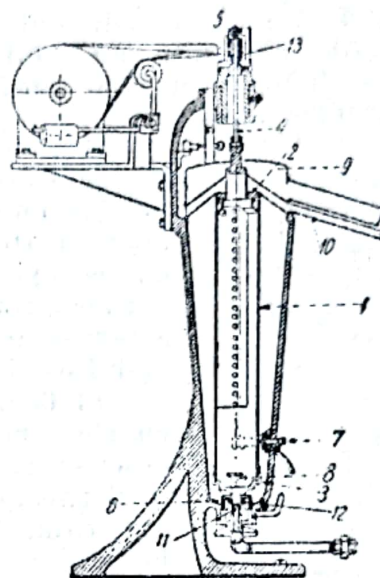


Fig. 27. Secțiune printr'o supercentrifugă clarificatoare.

în rotație este menținut suspendat de arborele 4, care se sprijină în lagăre cu bile. Arborele este rotit prin intermediul unui motor electric, care acționează roata de curea 5. Lichidul de clarificat pătrunde în tambur la partea de jos printr'un dispozitiv special 6. Vâna de lichid se izbește de discul 8, care îl distribuie pe pereții tamburului.

Tamburul este gol; la partea superioară are trei aripioare-șicane radiale neperforate, așezate la 120° . Tot la partea superioară tamburul este prevăzut cu o serie de orificii pentru evacuarea lichidului clarificat. Acesta este colectat în jghiaburile de tablă 9, în mod normal, și în 10, în caz de deranjamente (când se acționează frâna 7).

Dispozitivul de introducere a lichidului în tambur este montat liber în deschiderea dela fundul tamburului, care se termină printr'o porțiune cilindrică 11, introdusă într'un pivot 12, care are un joc. Pivotul servește la centrarea tamburului, la pornire — oprire și în caz de încărcare neechilibrată. Când funcționează normal, tamburul se centrează singur, datorită legăturii relativ flexibile 13, rotindu-se în pivot fără a-l atinge. Ungerea pivotului se face chiar cu lichidul care se centrifughează (fig. 28), în cazul când se centrifughează lichide ușoare, și cu ajutorul unui dispozitiv special de ungere (fig. 29) în cazul lichidelor crozive.

Tamburul este montat într'o carcasă metalică fixată pe fundație de beton. În fig. 30 este expus principiul tehnologie de funcționare. Impuritățile mai grele decât lichidul sunt proiectate și se depun pe pereții tamburului 1; părțile mai puțin dense decât lichidul se adună la centrul tamburului; lichidul se evacuează în mod continuu prin orificiile 2 dela partea superioară a tambu-

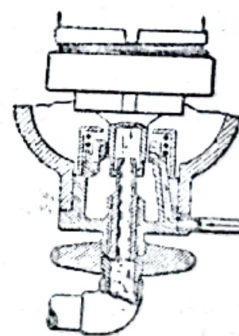


Fig. 28. Dispozitiv pentru introducerea lichidului în tambur cu ungere proprie.

rului și iese prin jghiaburile 3. Când, după un timp, impuritățile depuse îngustează secțiunea de trecere, iar lichidul trece neclarificat, se oprește centrifuga cu ajutorul frânei, se demontează tamburul din axul de suspendare, se deșurubează capacul inferior, se scot șicanele și se curăță. În mod obișnuit se pot acumula 5—7 litri de sedimente.

Tipurile obișnuite au tambur cu diametru de 115 mm și înălțime de 750 mm, putându-se roti cu 15—17 000 rot/min.

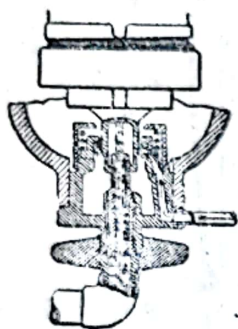


Fig. 29. Dispozitiv pentru introducerea lichidului în tambur cu ungere specială.

Acționarea se face, fie cu motor electric cu roată de curea, fie prin cuplare directă la turbina cu abur (fig. 31). Se construiesc aparate speciale cu 40—45 000 rot/min. Materialul de construcție al tamburului este oțelul special sau metalul monel.

b) Centrifugă clarificatoare cu efect multiplu. La aparatele descrise mai sus, lichidul care se clarifică străbate numai o singură cameră de clarificare; când lichidul conține multe impurități, durata de clarificare este insuficientă; mai ales la centrifugele cu diametru mare (50—60 cm), lichidul iese neclarificat.

Rezolvarea acestei probleme s'a făcut luând ca bază decantarea succesivă în mai multe bazine. S'ar putea trece deci lichidul prin mai multe centrifuge clarificatoare dispuse în serie; soluția rațională a fost însă construcția de centrifuge cu tambure împărțite în două sau în mai multe camere concentrice pe care lichidul le traversează succesiv.

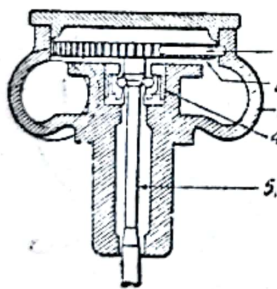


Fig. 31. Secțiune printr-o turbină cu abur sau cu aer comprimat pentru acționarea unei supercentrifuge:

- 1 — țevă de intrare;
- 2 — rotor cu palete;
- 3 — carcasă; 4 — azgâr cu bile; 5 — arbore flexibil.

tiul celui de al doilea tambur, unde restul de particule solide supuse la o forță centrifugă mai mare se depun și ele pe pereții a.

Lichidul limpezit se ridică și iese prin orificiile i. Cum se vede, se produce o limpezire selectivă în două faze. Tamburul are o construcție simplă, robustă

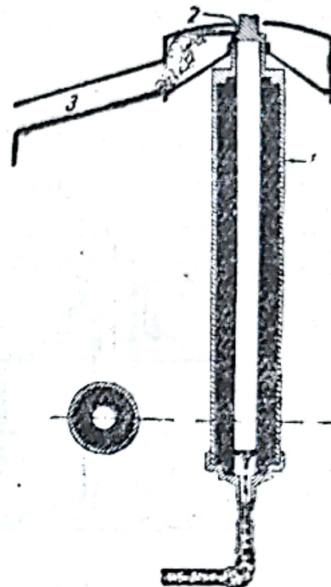


Fig. 30. Principiul de funcționare al unei supercentrifuge.

Fig. 32 reprezintă o secțiune printr-o centrifugă cu dublu efect, tip De Laval. Tamburul este de formă clasică, calculat și construit spre a rezista forței centrifuge la o turație de 6—8 000 rot/min. Tamburul este prevăzut cu un capac demontabil c, de formă conică, cu vârful în sus, fixat de tambur printr'un cerc special b, cu garnitură de cauciuc, etanșarea făcându-se prin presiunea exercitată de forța centrifugă.

Tamburul este montat pe un arbore vertical d, reze-mat pe o rolă, pe care se centrează automat, în mers. În interiorul tamburului principal a se găsește un al doilea tambur e, prevăzut cu un fund f, având despărțituri radiale. Lichidul sau amestecul de tratat se introduce în centrifugă pe la partea superioară, prin tubul g, în tamburul interior, unde are loc o decantare parțială, particulele mai mari depunându-se pe pereții tamburului e; lichidul parțial limpezit pătrunde în spa-

și este ușor demontabil, pentru curățire. Când, după funcționare îndelungată, tamburul se încarcă cu sedimente, lichidul proaspăt introdus în centrifugă nu mai putând parcurge traseul normal, iese prin orificiul inelar *k*, din jurul

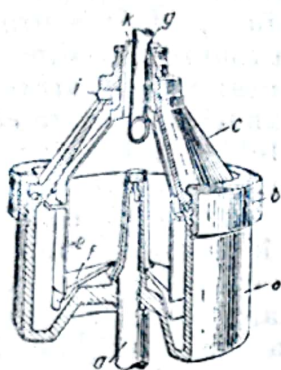


Fig. 32. Secțiune printr'o centrifugă cu dublu efect.

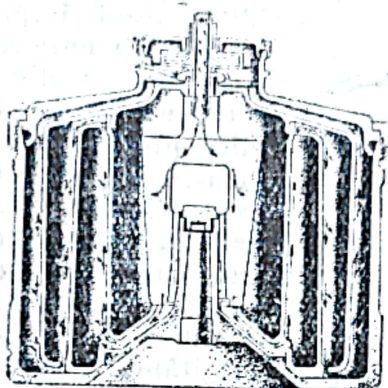


Fig. 33. Tamburul cu efect multiplu pentru o centrifugă separatoare.

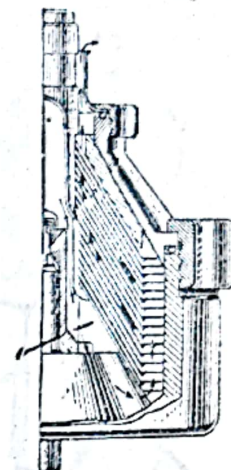


Fig. 34. Secțiune printr'un tambur clarificator cu discuri.

țevii de alimentare, în jghiabul de colectare de lichid nelimpezit. Atunci centrifuga trebuie oprită pentru curățire. Acționarea centrifugei De Laval se poate face prin cuplare directă cu o turbină cu abur sau cu aer comprimat în legătură cu un regulator centrifug de viteză acționând asupra supapei pentru admisia aburului sau a aerului comprimat. În fig. 33 este reprezentat tamburul cu camere multiple pentru o centrifugă separatoare de tip Westfalia.

c) Centrifuge clarificatoare cu discuri (talere). Pentru a îmbunătăți separarea, s'au imaginat dispozitive care împart lichidul în mai mulți curenți dispuși în paralel, nu în serie — ca la centrifuga clarificatoare cu efect multiplu. Lichidul este divizat în mai multe straturi subțiri, și, prin aceasta, se obține o reducere a timpului de decantare, putându-se obține un grad de separare ridicat chiar cu o forță centrifugă relativ redusă. Pe acest principiu funcționează centrifugele clarificatoare cu discuri (talere). Discurile sunt de tablă de oțel cu grosimea de 0,5 mm, așezate la distanță de 0,4 mm între ele; drumul parcurs de particulele solide este redus astfel la 0,4 mm. Grosimea discurilor nu are influență asupra rezistenței, deoarece presiunile de lichid se echilibrează pe ambele fețe. Discurile mai prezintă și avantajul că anulează turbulența provocată prin introducerea directă a amestecului în masa lichidului prin tamburul în mișcare. Lichidul de limpezit este introdus în centrifugă (fig. 34 și 35) prin tubul de distribuție, care se lărgeste într'un spațiu conic *I*.

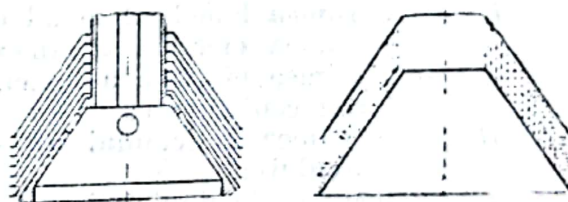


Fig. 35. Reprezentarea schematică a separării în centrifuga cu discuri :

a — găuri pentru intrarea lichidului de centrifugat.

Pe acest tub se montează discurile tronconice de tablă. Distanța dintre ele poate fi variată cu inele de distanțare, lăsând un spațiu în funcție de fluiditatea lichidului și de natura impurităților care se separă. Impuritățile

conținute în stratul subțire de lichid dintre discuri sunt aruncate după o direcție aproape orizontală către fața discului superior, de unde forța centrifugă le obligă să cadă în jos, pe panta discului, până în spațiul dintre tambur și discuri, unde ele sunt proiectate pe pereții tamburului. Lichidul limpezit având densitatea mai mică se ridică, fiind împins de lichidul neclarificat cu care se alimentează centrifuga, și iese printr'un spațiu inelar din jurul tubului de alimentare. Aparatul (fig. 36) este montat într'o carcasă metalică protectoare, cu jghiaburi colectoare ca și la centrifugele precedente. Jghiabul inferior colectează lichidul limpezit; celălalt colectează lichidul turbure, care debordează din tubul central, în cazul când tamburul se înfundă cu impurități.

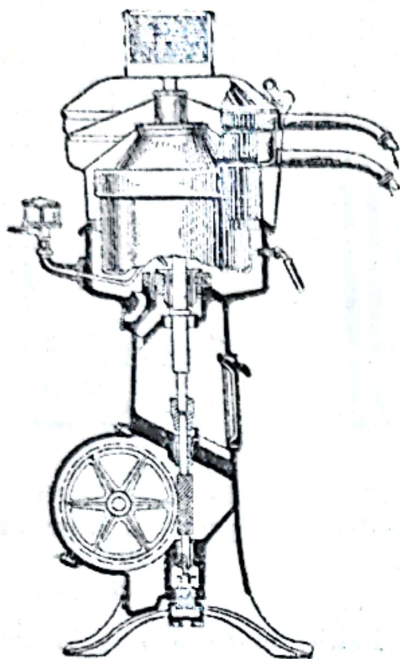


Fig. 36. Centrifugă clarificatoare.

Ieșirea lichidului din centrifugă este reglată de o diafragmă specială, care poate fi schimbată, permițând astfel variația debitului de lichid. Debitul mai poate fi reglat și cu ajutorul presiunii sau al diferenței de nivel a alimentării.

Discurile sunt prevăzute cu găuri așezate astfel, încât zona acestor găuri să corespundă raportului dintre cantitatea de lichid clarificat față de cantitatea de substanță mai densă de extras. De exemplu, dacă se deshidratează, prin centrifugare, un ulei cu un conținut mic de apă (substanță grea), găurile de comunicare între discuri trebuie să fie la distanță mai mare de ax, decât în cazul unei centrifuge pentru separat

untul, unde zerul formează cantitatea mai mare.

În fig. 37 sunt reprezentate, teoretic, două discuri în poziția lor de lucru.

Notând cu :

- α — jumătate din unghiul conului unui disc;
- h — grosimea lamei de lichid cuprinsă între două discuri;
- f — grosimea efectivă a lamei de lichid dintre discuri;
- d — grosimea efectivă a lamei, considerată pe orizontală (în direcția forței centrifuge);
- H — înălțimea trunchiului de con (discului);
- s — drumul lichidului în susul discurilor;
- D — diferența între raza mare și raza mică a discurilor,

$$d = \frac{f}{\cos \alpha} ; s = \frac{D}{\sin \alpha} .$$

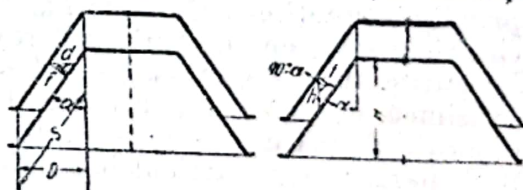


Fig. 37. Secțiune schematică printr'un grup de două discuri în poziția lor de lucru.

Pentru o anumită valoare a lui f , valoarea lui d se micșorează odată cu unghiul α . Știind însă că separarea se face cu atât mai repede cu cât stratul efectiv de lichid dintre discuri este mai subțire, urmează că vor trebui evitate discurile plate și utilizate totdeauna profile de discuri cu conicitate cât mai pronunțată.

Pe de altă parte, drumul s al lichidului care urcă în susul discurilor va fi cu atât mai lung, cu cât α va fi mai mic. Separarea va fi cu atât mai completă, cu cât forța centrifugă va acționa mai îndelungat.

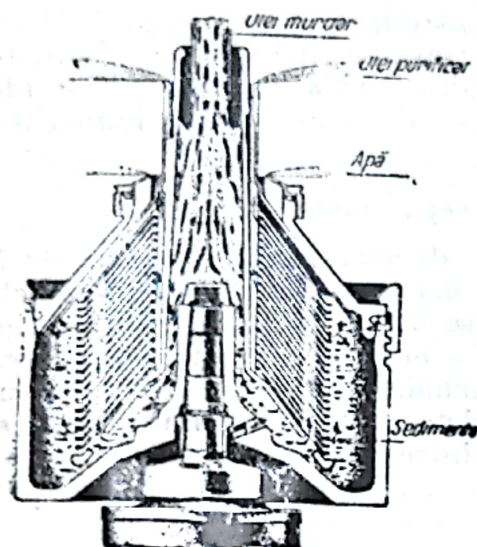


Fig. 38. Secțiune prin tamburul unei centrifuge separatoare, tip Westfalia.

de discuri plate.

Conicitatea discurilor este funcție de unghiul de taluz al impurităților care se separă prin centrifugare. Dacă acest unghi natural este mult mai mare decât α , impuritățile nu alunecă în jos de pe suprafața discurilor, astfel încât aparatul se înfundă repede. Trebuie să se țină seamă însă că, în acest caz, impuritățile sunt tasate datorită forței centrifuge și dau un unghi de taluz schimbat; de asemenea, trebuie să se țină seamă de gradul de aderență a substanței la pereții discurilor.

Aparatura la care este asamblat tamburul cu discuri este identică cu cea de la clarificatorul multiplu De Laval reprezentat în fig. 36. În fig. 38 și 39 sunt redată secțiuni printr-o centrifugă separatoare.

Când $\alpha = 0$, este cazul unui clarificator multiplu cu un mare număr de camere, însă impuritățile nu mai pot fi îndrumate spre camera periferică colectoare. De asemenea, este de semnalat că înălțimea de construcție a tamburului cu discuri crește, când unghiul α scade, rezultând o construcție care prezintă greutate în funcționare, mai ales când este sprijinită numai la un capăt; debitul centrifugei este însă mult mai mare în comparație cu cel obținut într-o centrifugă de aceeași dimensiune și cu același număr

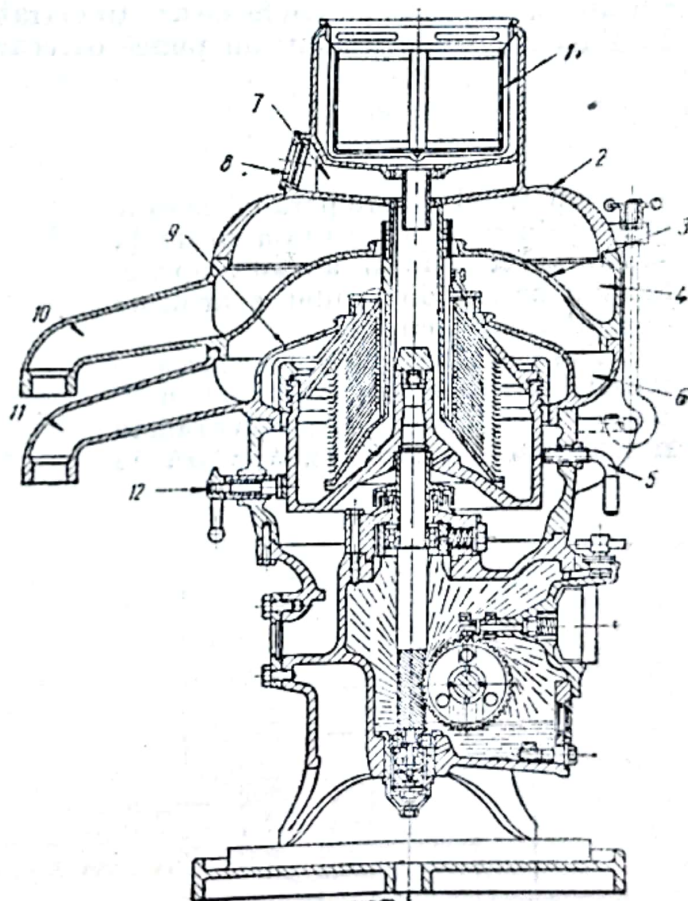


Fig. 39. Secțiune printr-o centrifugă separatoare de ulei:

- 1 - filtru; 2 - capac; 3 - fundul camerei de ulei purificat;
- 4 - camera de ulei purificat; 5 - cameră pentru colectarea apei;
- 6 - blocarea tamburului; 7 - prea-plin; 8 - vizor; 9 - fuudul camerei colectoare de apă; 10 - ieșirea uleiului purificat;
- 11 - ieșirea apei; 12 - frână.

Intrebuințările centrifugelor clarificatoare

Rolul principal al acestor aparate este de a trata amestecuri din care trebuie separat și evacuat lichidul; impuritățile solide sau lichide rămân în tambur, fiind eliminate periodic la oprirea centrifugei.

Astfel de aparate sunt folosite la: deshidratarea uleiurilor emulsionate cu mici cantități de apă; limpezirea benzinei utilizate ca solvent la spălătoriile de haine; limpezirea vopselurilor și a lacurilor de impurități; limpezirea lichidelor greu filtrabile.

3. Centrifuge decantoare — separatoare

Separarea unui amestec de două lichide de densități diferite, nu poate fi realizată cu centrifugele clarificatoare descrise mai sus, atunci când lichidele sunt în cantități apropiate. Astfel de separări se fac cu centrifuge de alt tip, dar care se bazează pe aceleași principii. Cum s'a indicat în fig. 12, prin centrifugarea la viteze mari a unui amestec de două lichide de densități diferite impurificate cu corpuri solide se formează trei straturi concentrice aproape cilindrice. Presiunea hidrostatică într'un punct oarecare între straturile de lichid este:

$$p = \frac{v^2}{2g} \cdot$$

Suprafețele libere parabolice sunt tăiate prin răsfrângerea tamburului la capac. Dacă n'ar fi această oprire, lichidul ar ieși din tambur și ar urma drumul trasat punctat.

Dacă alimentarea și evacuarea se fac cu debit constant, suprafețele delimitate de parabolele respective rămân neschimbate. Aceasta se realizează, în

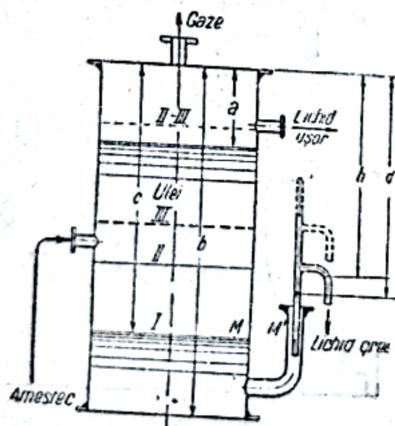


Fig. 40. Principiul de funcționare al separatoarelor florentine.

practică, cu ajutorul unor orificii dispuse în cercuri concentrice pe capac, corespunzând zonelor cilindrice respective. Prin aceste orificii, lichidele separate se evacuează continuu, până când stratul de sedimente solide depus pe pereți

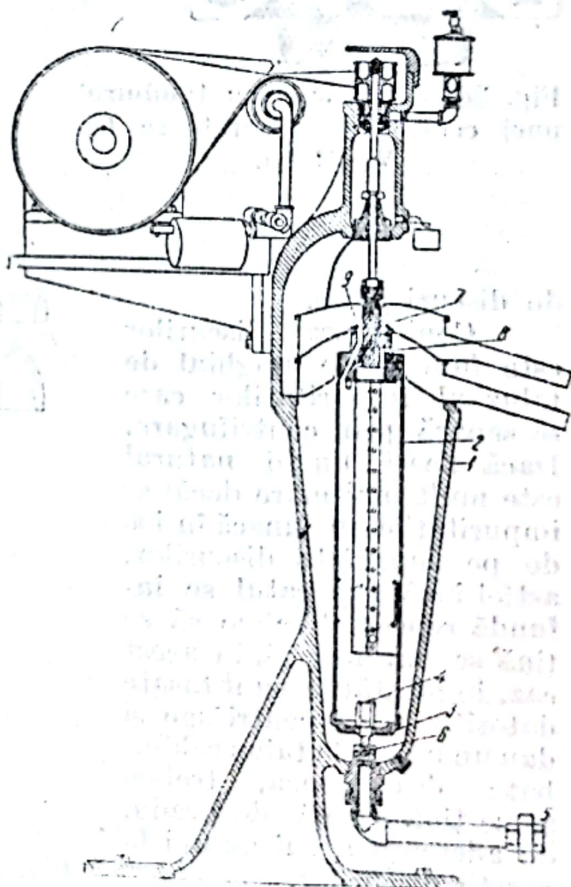


Fig. 41. Centrifugă decantoare-separator:

1 - batlu; 2 - tambur; 3 - fund demontabil;
4 - șicană deflectoare; 5 - intrarea lichidului;
6 - pivot; 7 - diafragmă; 8 - orificii de evacuare;
9 - colectoare (ghebluri).

se îngroașă și ajunge în dreptul orificiilor prin care se elimină lichidul cel mai dens; în acest moment, centrifuga trebuie oprită pentru curățire. Aceste centrifuge (fig. 41) sunt cunoscute sub numele de centrifuge decantatoare — separatoare. Ele sunt de construcție asemănătoare cu a centrifugelor decantatoare; construcția lor nu diferă decât la partea superioară a tamburului, care este prevăzut cu orificii sau cu dispozitive speciale (diafragme), în legătură cu o serie de canale pentru ieșirea separată a celor două lichide decantate. Aceste diafragme pot fi înlocuite cu altele, având orificii (canale) de alt diametru, variind astfel suprafața de separare a celor două pânze de lichid din centrifugă.

În fig. 41 este reprezentat modul de funcționare al unui astfel de dispozitiv. Lichidul mai greu (apa), de densitate γ , se ridică în conducta laterală, fiind evacuat de presiunea hidrostatică a coloanei de lichid de densitate mai mică γ' , care se evacuează prin prea-plinul vasului. Separarea se face în mod asemănător separării statice continue a două lichide de densități diferite. într'un vas florentin (fig. 40):

Insemnând cu a, b, c, d , distanțele diferitelor nivele de lichide față de o linie oarecare de reper (capacul vasului), poziția suprafeței de separare dintre cele două lichide din vas, pentru ca cele două lichide să se evacueze simultan, se determină astfel: exprimând algebric faptul că presiunea într'un punct M al suprafeței de despărțire dintre cele două lichide, trebuie să fie egală cu cea a unui punct M' situat pe aceeași linie de nivel în lichidul din tubul lateral, rezultă:

$$(c - d) \gamma = (c - a) \gamma';$$

de unde:

$$d = c \left(1 - \frac{\gamma'}{\gamma} \right) + a \frac{\gamma'}{\gamma}.$$

Pentru ca lichidul greu să curgă prin prea-plinul lateral, trebuie ca d să devină egal cu h . Pentru aceleași lichide (γ și γ' constant) și pentru același vas (h constant), c este o valoare constantă, astfel încât formula care dă valoarea lui d nu conține decât valori constante. Rezultă că odată ce s'a stabilit scurgerea continuă a celor două lichide, linia de separație dintre ele, în vas, se fixează la o înălțime constantă. Deci un vas de anumite dimensiuni fixe va funcționa corect numai pentru o valoare fixă a raportului γ/γ' . Dacă acest raport se schimbă, trebuie modificată poziția tubului lateral de evacuare, care, în acest scop, se construiește în telescop.

Dacă se consideră că aceeași figură, însă în poziție orizontală (culcată), se rotește în jurul liniei de reper, atunci se reproduc condițiile evacuării a două lichide de densități diferite, prin orificiile de evacuare dela partea superioară a unei centrifuge separatoare. În acest caz însă, cele două lichide nu sunt supuse acțiunii forței constante a gravitației, ci unor forțe proporționale cu pătratul distanței dela axa de rotație a centrifugei.

Repetând calculele pentru acest caz, se obține:

$$d = \sqrt{c^2 \left(1 - \frac{\gamma'}{\gamma} \right) + a^2 \frac{\gamma'}{\gamma}}.$$

O variație a valorii lui d provoacă o variație mult mai importantă pentru c , însă în același sens. În loc de a varia pe d , se poate varia h , ceeace, în cazul centrifugelor, se realizează prin schimbarea diafragmei. În ce privește diafragma interioară, corespunzătoare lichidului ușor, ea servește mai mult la delimitarea straturilor cilindrice de lichid, împiedicând ca suprafața lor de separare să treacă direct prin dreptul orificiilor de evacuare.

Este de semnalat că funcționarea vasului florentin se poate face menținând h fix și variind poziția conductei de prea-plin (ieșire) pentru lichidul ușor, ceea ce se aplică în unele construcții de centrifuge.

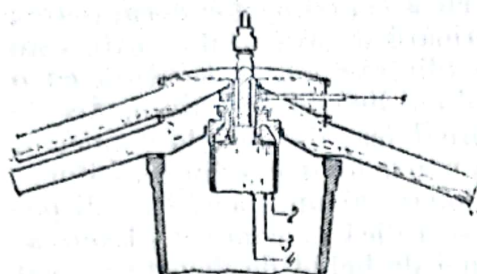


Fig. 42. Secțiune schematică prin capul superior al unei supercentrifuge cu eliminarea sedimentelor prin vehiculare cu lichid :

1 — intrarea lichidului auxiliar; 2 — lichid greu; 3 — sedimente; 4 — lichid ușor.

colectoare în plus pentru lichidele care se evacuează. Restul mecanismelor rămâne neschimbat, putându-se adapta la ele fie tambure clarificatoare,

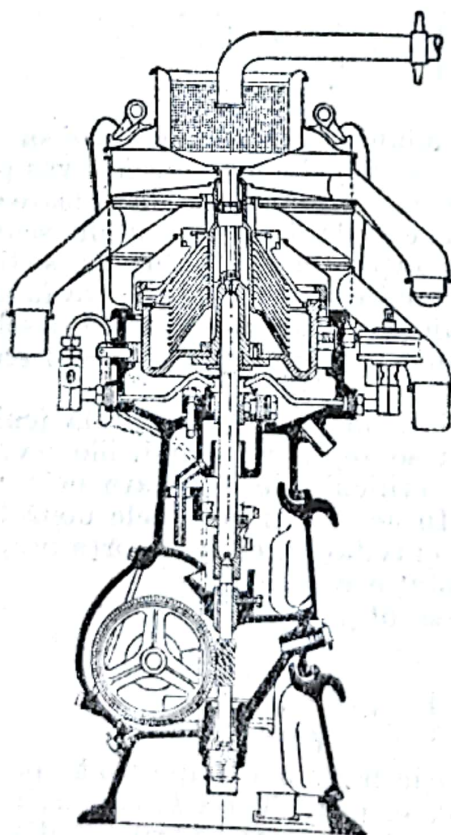


Fig. 43. Secțiune printr-o centrifugă separatoare cu discuri divizoare.

Tipurile principale de centrifuge separatoare sunt :

a) Centrifuga separatoare cu tambur tubular. Față de centrifuga Sharples decantatoare, reprezentată în fig. 27, centrifuga separatoare (fig. 41) nu se deosebește decât printr-o serie de dispozitive (diafragme), dispuse la partea superioară a tamburului, necesare pentru evacuarea lichidelor. Unele tipuri constructive sunt prevăzute chiar cu un dispozitiv special de evacuare continuă a impurităților solide depuse (fig. 42).

b) Centrifuge separatoare cu tambur și discuri divizoare. Centrifuga separatoare cu discuri divizoare diferă de centrifuga de limpezire cu discuri numai printr'un aranjament schimbat al discurilor, prin compartimentare modificată și prin jghiaburi

fie separatoare (fig. 43).

În timpul funcționării aparatului, amestecul celor două lichide de densități diferite, conținând în ele impurități solide, se introduce în pâlnia de alimentare, trece prin canalul central al tamburului și pătrunde prin găurile discurilor. Separarea impurităților solide se face ca și la tamburul clarificator cu discuri : lichidul greu, cu impuritățile solide, este proiectat către suprafețele inferioare ale discurilor și ajunge în camera periferică, unde impuritățile sunt tasate pe pereți, sau se îndreaptă în susu peretelui tamburului, spre orificiul de ieșire (fig. 44, 45 și 46) ; lichidul mai ușor urcă printre discuri, până la coșul format de găuri în discuri, de unde se îndreaptă în sus, spre orificiul și spre jghiabul de evacuare.

Pentru ca sedimentele colectate pe pereții tamburului să nu fie dislocate de vârtejuri, pereții tamburului sunt prevăzuți cu aripioare — șicane, montate pe un cerc ușor de scos și de înlocuit, așezat liber pe suprafața tronconică netedă a tamburului, ceea ce ușurează echilibrarea centrifugei în timpul funcționării ei, cum și curățirea în timpul opririi.

Importanța poziției găurilor prin care intră între discuri amestecul de separat rezultă din fig. 46.

c) Centrifuge separatoare combinate : tambur simplu și tambur cu discuri. Tamburul clarificator fără discuri prezintă avantajul că se infundă mai greu decât tamburul cu discuri care are, în schimb, o putere de separare mult mai mare. Combinând ambele proprietăți se ajunge la o construcție de centrifugă separatoare de tipul reprezentat în fig. 47.

Amestecul de separat intră în centrifugă prin tubul central și ajunge în tamburul inferior (fără discuri) unde se face o primă centrifugare (în special pentru separarea cantităților mici de impurități grele solide). După această separare prealabilă, lichidul trece prin spațiul inelar (periferic) inferior către partea superioară a tamburului cu discuri unde are loc în spațiile lamelare dintre discuri separarea fină a urmelor de lichid greu, de exemplu apă (care se evacuează prin deschi-

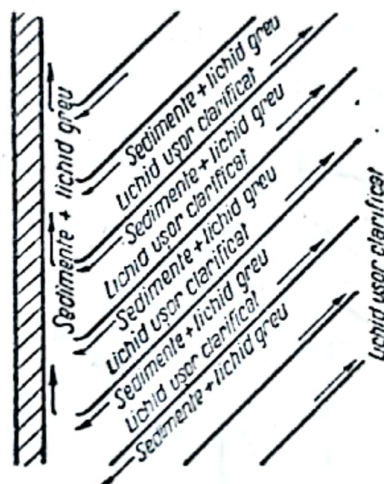
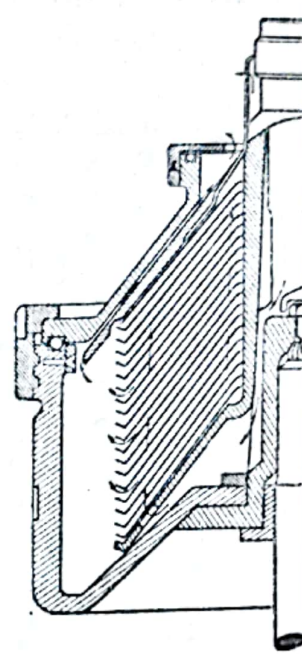


Fig. 45. Schema separării impurităților și lichidului de impuritate și de lichid greu.



derea mai depărtată de ax) de lichidul greu, de exemplu ulei (care se evacuează prin orificiile situate în apropierea axului).

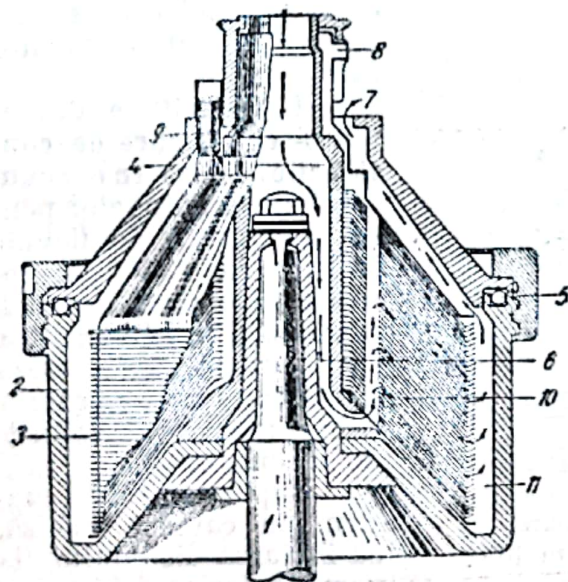


Fig. 46. Secțiune printr-o centrifugă cu discuri :

1 - ax; 2 - corpul tamburului; 3 - discuri de centrare; 4 - capacul tamburului; 5 - garnitură de cauciuc; 6 - tub central; 7 - ieșirea lichidului dens; 8 - ieșirea lichidului ușor; 9 - șurub de reglaj; 10 - discuri; 11 - cameră pentru sedimente.

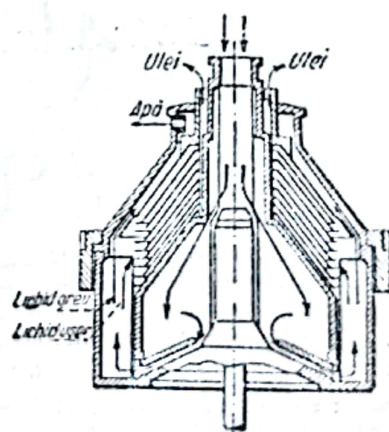


Fig. 47. Secțiune printr'un tambur cu discuri cu cameră intermediară fără discuri.

dmv. 1899/2

Aparatul este folosit la deshidratarea uleiurilor amestecate cu impurități solide sau semisolide.

Impuritățile solide sau semisolide se adună în fundul aparatului de unde se evacuează; apa și uleiul clarificat sunt scoase continuu prin deschiderile

prevăzute în partea superioară. Numărul discurilor este variabil. Pentru a păstra însă o înălțime totală a tamburului acceptabilă din punct de vedere constructiv, se preferă un număr mai redus de discuri așezate mai apropiat.

Centrifugele separatoare pot fi construite și sub formă închisă pentru a putea fi folosite la tratarea lichidelor volatile, oxidabile sau inflamabile. În fig. 48 este reprezentată o centrifugă decantoare—separatoare de construcție etanșă, pentru lichide inflamabile. Ea este prevăzută cu tambur tubular, iar la partea superioară cu tambur cu discuri divizoare, ceea ce permite să se tripleze debitul de lichid limpezit.

d) Centrifuge decantoare-separatoare de construcție închisă. În cazul utilizării centrifugelor pentru separarea de lichide inflamabile sau ușor volatile (benzină, alcool, acetonă, etc.) se impune ca aparatul să fie etanș pentru a reduce pierderile prin evaporare și riscurile de incendiu.

Suportul este construit în carcasă închisă, cu intrarea lichidului la partea inferioară (fig. 49), sau lateral, prin capacul dela partea superioară, care este ușor demontabil (fig. 49 și 50).

Centrifugele de tipul reprezentat în fig. 49 se construiesc în diferite mașini: tipul cel mai mic (de laborator) are diametrul de 54 mm, înălțimea

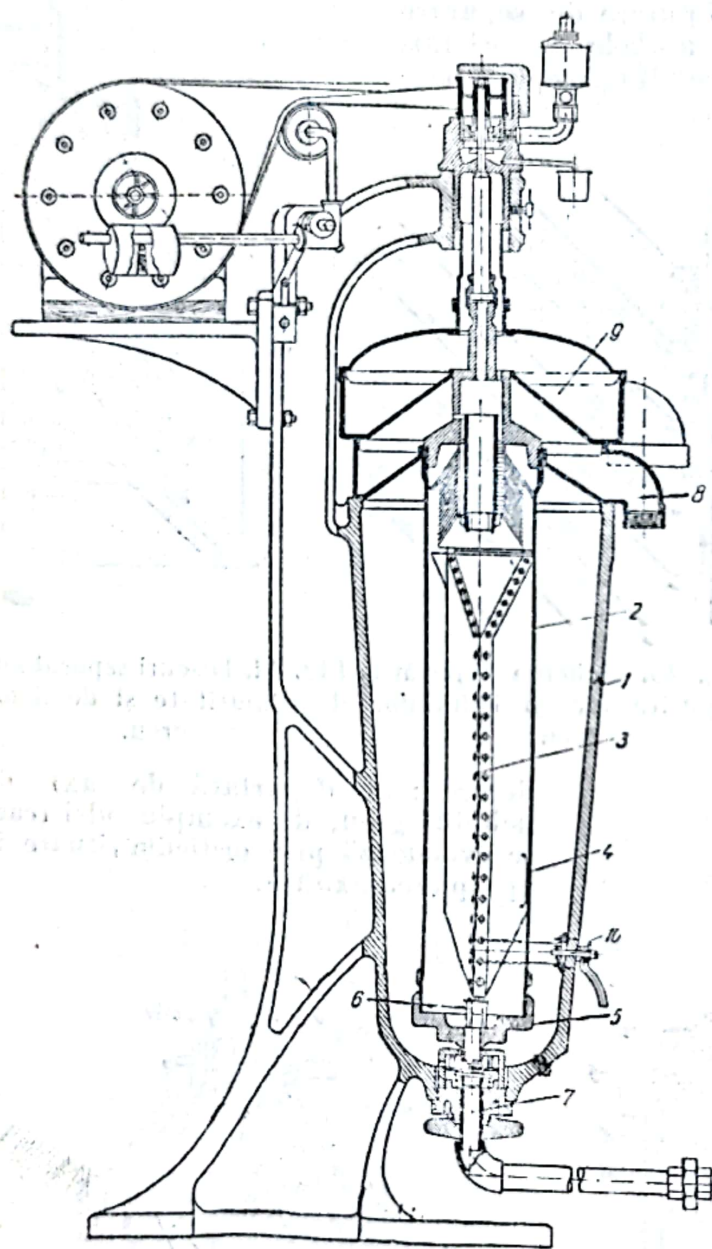


Fig. 48. Centrifugă decantoare-separatoare în construcție etanșă pentru lichide inflamabile.

- 1 — batiu; 2 — corpul centrifugei; 3 — aripioare demontabile;
4 — resort pentru menținerea aripioarelor; 5 — fund demontabil;
6 — deflector; 7 — dispozitiv de alimentare; 8 și 9 — colectoare;
10 — frână.

tamburului tubular de 190 mm și turația de 45 000 rot/min; tipul cel mai mare (industrial) are diametrul tamburului de 142,5 mm înălțimea tamburului de 700 mm; turația de 14 000 rot/min și puterea motorului de 5 C.P. Cu acest din urmă tip se poate trata 4 000 l/h ulei de transformator sau 6 000 l/h benzină.

Un model perfecționat (fig. 51) evită complet contactul cu oxigenul din aer, mai ales când se lucrează cu uleiuri care se rezinifică ușor. Tamburul este de tip separator, cu o diafragmă la ieșirea uleiului. Teava de alimentare pătrunde central la partea superioară a centrifugei, printr'o presetupă. Pentru a evita intrarea aerului în pâlnie se recurge la un regulator automat de nivel.

e) Centrifuge decantoare cu dispozitive de filtrare. În aparatele descrise anterior, forța centrifugă este folosită pentru a mări viteza de decantare. Forța centrifugă se poate folosi și pentru a limpezi lichidele prin filtrare, dacă tamburul centrifugei este perforat sau acoperit cu o pânză filtrantă. Operația nu este posibilă decât pentru substanțe solide (cristale, corpuscule, etc.) de anumită stare fizică, care, prin stratificare nu se colmatează. Centrifugele decantoare cu pereți filtranți sunt recomandate în cazul amestecurilor cu procent redus de substanțe solide și care nu colmatează: în caz contrar, sunt de preferat filtrele-presă care prezintă și o suprafață de filtrare mai mare.

În fig. 52 este reprezentată o centrifugă decantoare cu tambur perforat.

În fig. 53 este reprezentat principiul de funcționare a unei centrifuge cu două tambure — unul exterior, plin 1, și altul interior perforat 2, peste care se montează o pânză filtrantă 3. Lichidul parțial decantat de forța centrifugă străbate pânza de filtru și iese prin 4.

Impuritățile care se depun pe suprafața filtrului sunt deslipite automat de forța centrifugă, când ating o anumită grosime de strat, și sunt proiectate și tasate pe pereții tamburului principal. Se realizează o decolmatare continuă și automată a filtrului, mărindu-se astfel capacitatea lui de filtrare.

În fig. 54 este reprezentat un model de centrifugă mixtă clarificatoare-filtrantă, cu două tambure, dintre care cel exterior cu pereții filtranți. Lichidul intră prin pâlnia 1 în tamburul interior 2, prevăzut cu aripioare — șicane radiale 3, cu găuri 4 pentru echilibrarea presiunilor. După ce se clarifică este luat de conducta 5, trece prin lanterna de sticlă 6 și ajunge în tamburul exterior 7, unde se clarifică definitiv prin pânzele filtrante. Se obține astfel o suprafață filtrantă mult mai mare. Pentru curățire, tamburul interior este ușor demontabil de pe arborele centrifugei.

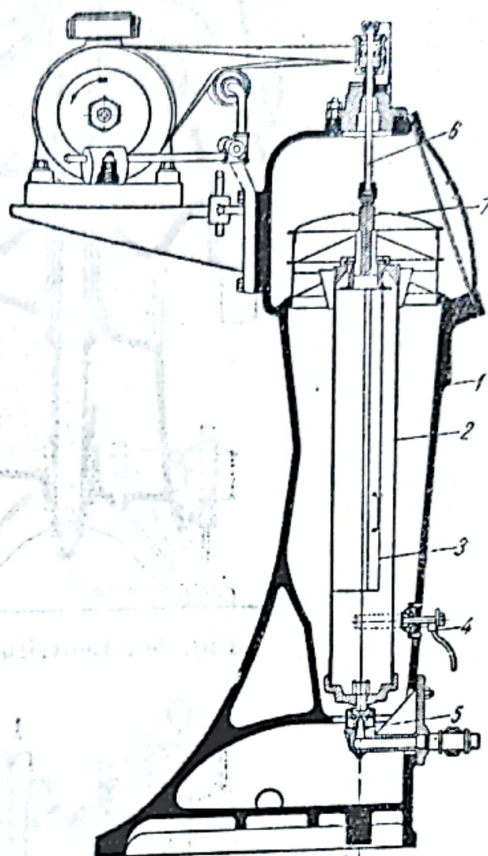


Fig. 49. Supercentrifugă în construcție etanșă :

1 — carcasă; 2 — tambur; 3 — aripioare;
4 — frână; 5 — cap de alimentare; 6 — arbore
flexibil; 7 — colectoare pentru evacuare.

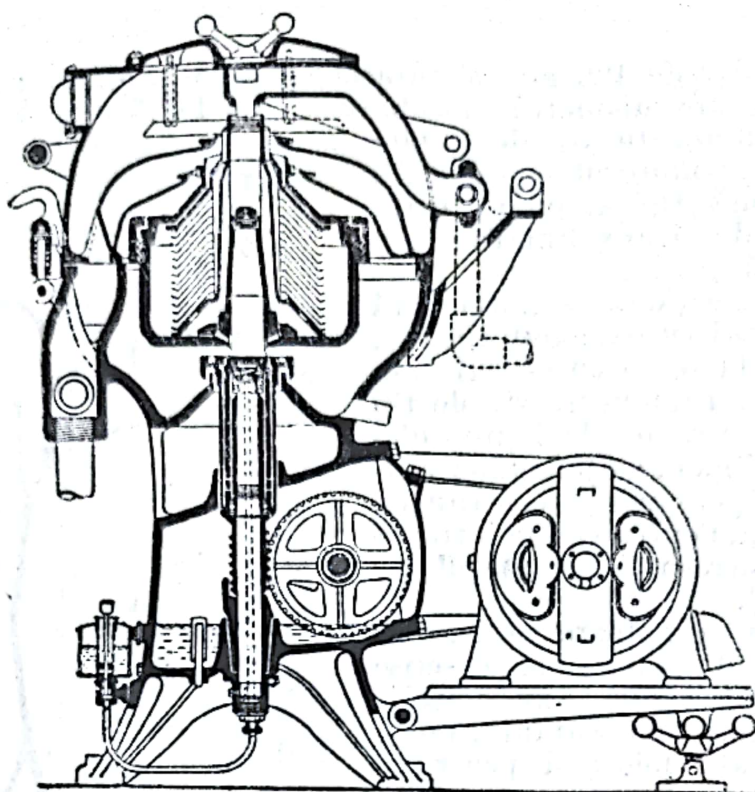


Fig. 50. Centrifugă separatoare tip etans.

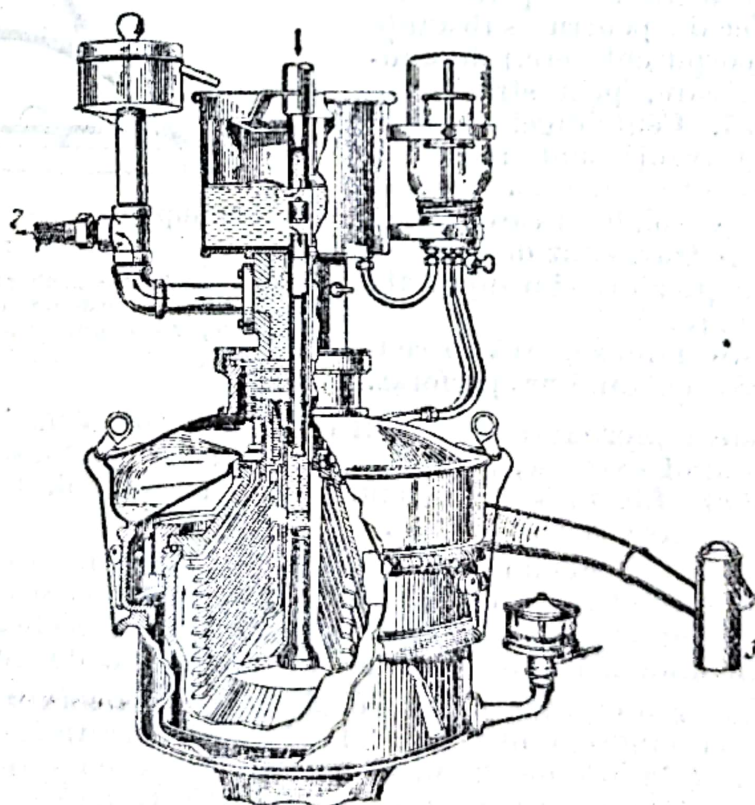


Fig. 51. Centrifugă clarificatoare, în care se evită contactul cu oxigenul din aer :

1 - ulei murdar; 2 - ulei purificat; 3 - ieșirea apei.

Clarificatorul multiplu din fig. 36 nu permite limpezirea unor amestecuri care necesită o purificare înaintată și conținând în suspensie substanțe flo-

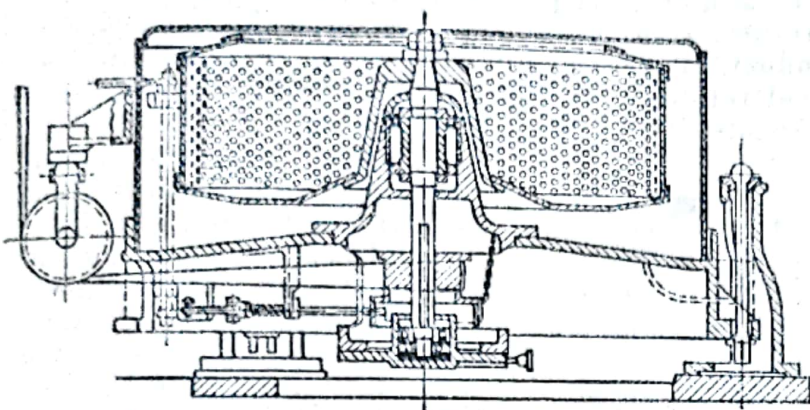


Fig. 52. Centrifugă cu tambur perforat.

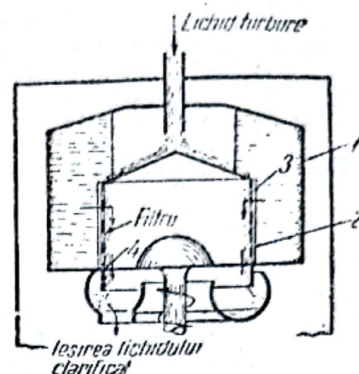


Fig. 53. Principiul de funcționare a unei centrifuge cu două tambure.

conoase care nu pot fi eliminate prin simplă centrifugare. Acestea se îndepărtează mult mai ușor prin centrifugare combinată cu filtrare.

O astfel de centrifugă, reprezentată în fig. 55, are un tambur cu două compartimente concentrice, delimitate de un tambur interior fără capac. Camera interioară cu perete cilindric este traversată de un tub central cu aripioare de ghidare. Fundul se sprijină direct pe tamburul principal, comunicarea între

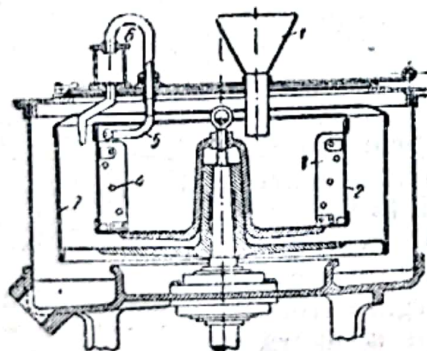


Fig. 54. Centrifugă mixtă clarificatoare și cu tambur filtrant.

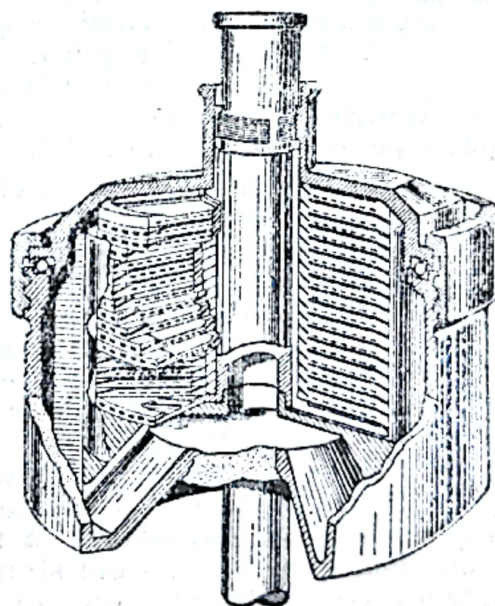


Fig. 55. Secțiune printr-o centrifugă pentru lacuri.

cele două spații, făcându-se cu ajutorul unor mici șanțulețe pe fundul tamburului interior. Tamburul interior reprezintă un mic filtru-presă, fiind umplut cu discuri metalice cu marginile îngroșate, striate pe o parte și prevăzute cu nervuri pe cealaltă parte. Marginea îngroșată a discurilor se

găsește spre partea cu nervuri și este prevăzută cu canale radiale cu descărcarea spre periferie și către interiorul discurilor. Striurile comunică cu montajul central prin canale identice. Discurile se montează punând între ele hârtie sau pânze filtrante. Găurile centrale ale discurilor formează o conductă care se prelungește cu un tub din capul tamburului, servind, în același timp, pentru strângerea umpluturii de discuri.

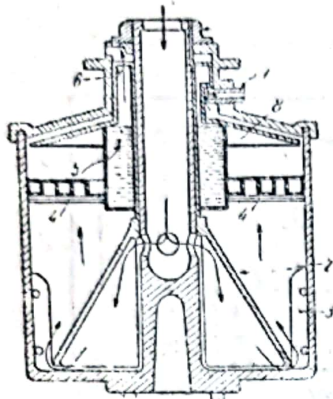


Fig. 56. Centrifugă clarificatoare cu cartuş filtrant:

- 1 - intrarea uleiului murdar;
- 2 - con de distribuție; 3 - aripioare de antrenare; 4 - strat filtrant; 5 - cartuş filtrant;
- 6 - ieșirea uleiului purificat;
- 7 - șurub de reglare pentru ieșirea apei; 8 - camera de colectare a apei.

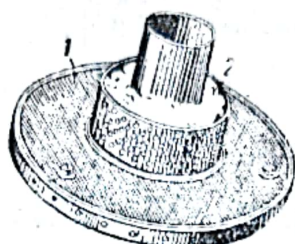


Fig. 57. Element de filtru:

- 1 - element filtrant;
- 2 - garnitură fibroasă.

filtru de jos în sus și se evacuează prin găurile radiale interioare, care dau în canalul central, format de umplutura de discuri, de unde iese prin tubul capului și prin jghiabul obișnuit de colectare. Când impuritățile care se depun pe suprafețele filtrante ajung la o anumită grosime, ele se desprind, datorită forței centrifuge, și sunt silite să iasă dintre discurile filtrante și să se depună pe pereții tamburului interior.

Se cunoaște și o centrifugă cu discuri divizoare montate la partea inferioară, cu un pachet de discuri filtrante circulare la partea superioară, funcționând ca un filtru-presă. Aceste centrifuge prezintă des-avantajul că operația de curățire a filtrelor nu se poate face ușor, ca la modelul reprezentat în fig. 54.

În fig. 56 și 57 este redat principiul de funcționare a unei centrifuge, pentru separarea uleiurilor conținând până la 10% apă. Uleiul murdar pătrunde prin tubul central, se separă — prin centrifugare — în două straturi concentrice și străbate apoi o placă filtrantă, la partea superioară a tamburului. Uleiul formând stratul cel mai apropiat de ax, este constrâns să treacă printr'un strat filtrant mai gros, iar apa din stratul dela margine trece printr'un strat filtrant mai subțire. Pentru a ușura separarea, uleiul este încălzit la 40—50°C.

În fig. 58 este reprezentată o centrifugă separatoare cu element filtrant, de construcție simplă și foarte ieftină, întrebuintată pentru purificarea uleiurilor. Aparatul este compus dintr'o carcasă metalică cu diametrul de 300 mm și cu înălțimea de 400 mm, având în interior un tambur conic care se rotește cu 1 200 rot/min.

Uleiul murdar ajunge în aparat printr'o pâlnie laterală 1, străbate un filtru cilindric 2, pentru reținerea impurităților mari și a apei, care se scurge periodic

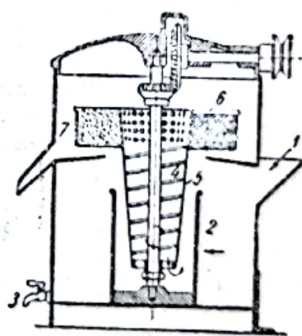


Fig. 58. Centrifugă separatoare cu element filtrant de construcție simplă.

printr'un robinet 3 dela fund. Lichidul ajunge apoi la partea inferioară a tamburului, care este deschisă și este aspirat în interior, în tamburul 5, de forța centrifugă și de o nervură elicoidală 4. O parte din impurități rămân pe pereții tamburului 5, iar uleiul trece mai departe, prin orificiile tamburului, în elementul filtrant 6 și, de aici, în jghiabul de colectare 7.

f) Centrifuge clarificatoare pentru lichide conținând gaze sub presiune. Pentru centrifugarea lichidelor în care sunt dizolvate gaze sub presiune (de exemplu bere), se folosește aparatul reprezentat în fig. 59.

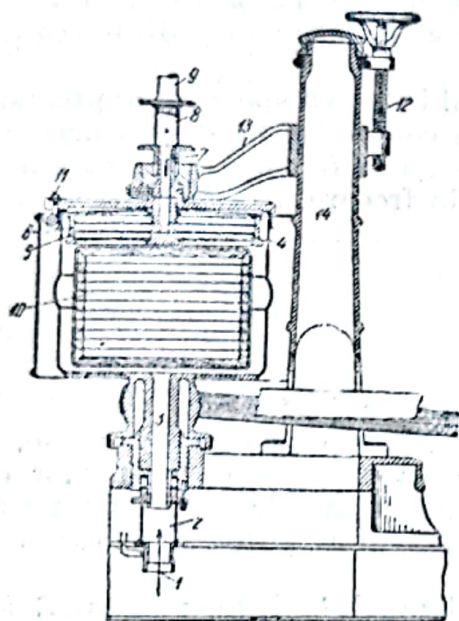


Fig. 59. Centrifugă clarificatoare pentru lichide conținând gaze sub presiune.

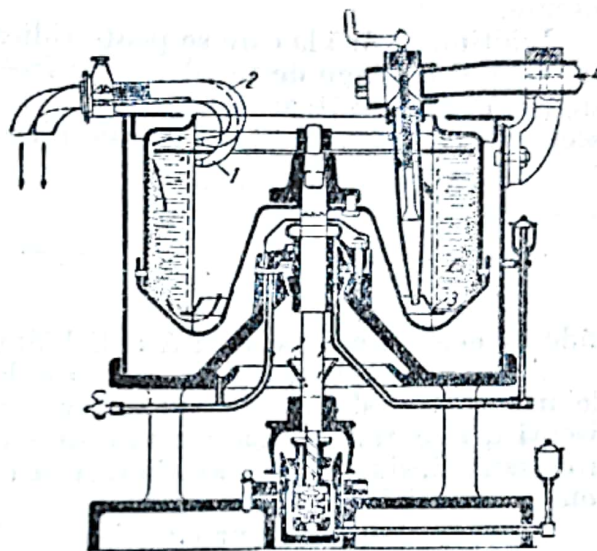


Fig. 60. Centrifugă separatoare cu țevi de preluare.

Lichidul de clarificat se introduce cu presiune, prin 1, vizorul 2 și arborele găurit 3, în camera de decantare, unde impuritățile mai dense decât lichidul sunt proiectate pe pereții tamburului; lichidul fiind sub presiune, este constrâns să treacă prin straturile elementului filtrant 4, montat în cadrul 5, este colectat în 6 și iese, prin 7 și prin vizorul 8, în tubul de ieșire 9. Filtrul se rotește împreună cu tamburul. Dacă dispozitivul filtrant nu umple toată înălțimea tamburului, se umple golul cu un flotor 10, bine ghidat și echilibrat, care se rotește împreună cu tamburul. Rolul acestuia este de a evita umplerea tamburului cu o cantitate prea mare de lichid turbure. Elementele filtrante se scot ușor prin slăbirea șuruburilor 11 și prin ridicarea capacului cu ajutorul dispozitivului cu șurub 12; brațul 13 care susține capacul se poate ridica și coborî în lungul coloanei 14.

Legătura tamburului mobil cu conductele fixe în punctele 2 și 8 se face prin presetupe. În aceste locuri, arborii găuriți trebuie să aibe diametre mici, pentru a reduce pierderile prin frecare și pierderile datorite lipsei de etanșeitate.

g) Centrifuge decantoare cu evacuarea lichidului prin conducte colectoare speciale. În fig. 60 este reprezentat principiul de funcționare a unui model de centrifugă la care evacuarea lichidului se face cu ajutorul unor țevi de preluare fixate pe carcasă și astfel montate, încât descarcă lichidul din centrifugă prin desprindere în straturi subțiri. Tamburul (diametrul de 0,63 m; înălțimea de 0,34 m) are trei aripioare radiale pline, fără găuri de echilibrare a presiunilor. El este montat pe un arbore vertical, așezat într'un palier fix.

La partea superioară, în interiorul tamburului, este montată o șicană orizontală de separare 5, la 25 mm distanță de capac, având la perete o fantă inelară de trecere de 2 mm. Această șicană este așezată între cele două țevi de evacuare — una fixă 1, pentru lichidul mai ușor (smântână), și cealaltă, reglabilă, 2, pentru lichidul mai greu (lapte smântănit). Pe fund, tamburul are un cerc cornier 3, în unghi obtuz, pentru dirijarea lichidului de alimentare (lapte), care intră în centrifugă prin conducta 4. Sedimentele se depun pe pereții tamburului și sunt îndepărtate periodic la oprirea centrifugei.

S'a încercat îndepărtarea continuă a sedimentelor cu ajutorul țevii 2, prin apropierea ei de pereții tamburului, însă nu s'au obținut rezultate multumitoare.

Înălțimea până la care se poate ridica lichidul în țeava specială de preluare a lichidului depinde de pierderile de frecare prin conductă. Înălțimea maximă este cea corespunzătoare punctului în care pierderile de frecare anulează viteza ascensională. Făcând abstracție de pierderile prin frecare, înălțimea de ascensiune va fi :

$$h_2 = \frac{v_1^2}{2g},$$

unde v_1 este viteza periferică a lichidului la intrarea în țeavă.

Aceste aparate au fost utilizate la limpezirea siropurilor zaharoase, a cleiurilor, la deshidratarea uleiurilor, etc., până la apariția centrifugelor cu discuri divizoare, care sunt mai economice. Principiul lor de funcționare este interesant și, după unele ameliorări în construcție, ele ar putea fi folosite din nou în industrie.

În cazul unui tambur cu diametrul de 0,4 m și înălțimea de 0,27 m, diametrul interior d al stratului de lichid este de aproximativ 0,37 m; la rotația de 2 000 rot/min :

$$v_1 = \frac{\pi d n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,37 \cdot 2\,000}{60} = 38,7 \text{ m.}$$

Înălțimea teoretică maximă de ascensiune este :

$$h_2 = \frac{38,7^2}{2 \cdot 9,81} = 76 \text{ m.}$$

În practică, înălțimea de ridicare este numai a zecea parte din cea teoretică, din cauză că rezistențele (pierderile de presiune pe conducte) sunt proporționale cu pătratul vitezelor.

4. Centrifuge decantoare cu evacuarea sedimentelor prin dispozitive mecanice

Evacuarea manuală a sedimentului solid, după centrifugare, micșorează mult productivitatea centrifugei prin lungirea timpului mort.

O ameliorare importantă este realizată în construcția arătată în fig. 61. Tamburul filtrant al centrifugei este format dintr-o parte superioară cilindrică 1, racordată cu o parte conică 2, și este suspendat prin legăturile 3, de arborele motorului. Materialul de centrifugat cade din rezervorul 4, prin jghiabul 5, pe discul distribuitor 6. Aducerea materialului

se face în perioada de umplere când tamburul este rotit cu o turație redusă. Urmează apoi perioada de centrifugare, când lichidul a ieșit prin tamburul filtrant, și se evacuează prin 7. Când centrifuga se oprește sedimentul solid ne mai fiind împins către peretele tamburului de către forța centrifugă, cade dela sine prin deschizătura inferioară a tamburului în pâlnia 8.

Pentru realizarea unei funcționări continue a centrifugelor au fost imaginat diferite dispozitive care evacuează, fie intermitent, fie continuu, sedimentele solide depuse pe pereții tamburului.

a) Centrifuge automate cu acțiune semicontinuă.

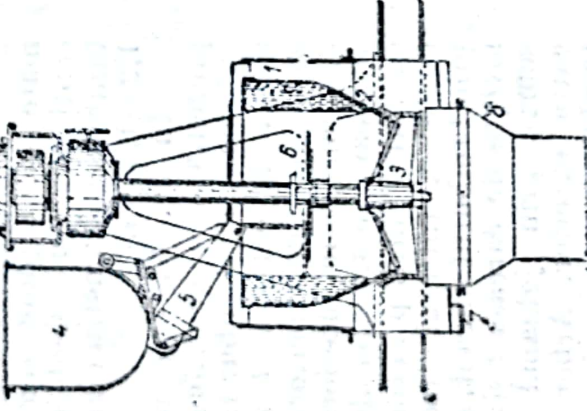


Fig. 61. Evacuarea automată a sedimentului la oprire.

Soluția cea mai frecvent întâlnită este tamburul cu fund mobil sau cu fund cu o gaură mare, închisă de un capac conic, în ambele cazuri manevra de deschidere este executându-se în timpul funcționării. Construcția acestor centrifuge este delicată și lipsa fundului sudat la tambur slăbește rezistența centrifugei.

Pentru a evita aceste inconveniente s'a recurs la construcția unui model de centrifugă cu tamburul orizontal înconjurat de o carcasă, care colectează lichidul expulzat de forța centrifugă. După eliminarea lichidului, substanțele solide sunt evacuate fără a întrerupe funcționarea aparatului.

Evacuarea se face cu ajutorul unui cuțit (racletă) care se introduce în interior, fie manevrând o roată cu șurub fără fine, fie prin comandă mecanică automată. Părțile solide răzuite de cuțit cad într'un ighiab și sunt apoi scoase afară. Amestecul care trebuie decantat se introduce în tambur printr'o țevă cu gura largă. Anumite montaje prin care se realizează funcționarea, deschiderea și închiderea lui după trecerea unei anumite cantități de lichid până la încărcarea maximă a tamburului cu sedimente, centrifugarea până la uscare, punerea în funcțiune a cuțitului de răzuire, scoaterea și reluarea ciclului inițial.

La unele construcții (fig. 62), alternanța și durata tuturor operațiilor centrifugei se realizează automat prin câte un dispozitiv hidraulic special, acționat de un motor electric, care dirijează uleiul în cilindri hidraulici.

Centrifuga automată orizontală cu acțiune semicontinuă din fig. 62 se compune din tamburul 1, fixat pe arborele 2, susținut de două lagăre. În interiorul tamburului se poate introduce un cuțit demontabil 3, pentru scoaterea precipitatului. Manevrarea cuțitului se face prin dispozitivul hidraulic 4. Suspensia se introduce prin conducta 5.

În centrifugele cu acțiune semicontinuă, se poate face și spăarea precipitatului. După spălare se continuă un timp centrifugarea, pentru uscarea precipitatului; apoi se introduce cuțitul de răzuire.

Atacul cuțitului răzuitor asupra unei suprafețe prea mari a tamburului frânează rotația și poate produce șocuri violente, mai ales dacă precipitatul este consistent. Pentru a evita aceste inconveniente s'au propus cuțite răzu-

itoare cu muchia de atac scurtă (nu pe toată lungimea tamburului), ca la un cuțit de strung pentru alezat (fig. 63). Se aranjează astfel, încât razul să înainteze în timp ce tamburul se rotește în jurul lui. În modul acesta se evită șocurile și desechi librarea centrifugei.

Centrifugele automate cu acțiune semicontinuă au de obicei tambur cu diametru mare 1,2—1,65 m.

În fig. 64 este reprezentată o centrifugă automată cu tambur filtrant. În carcasa 1 se găsește tamburul perforat 2, montat în interiorul altei carcase 3. Materialul de filtrat intră prin conducta 5, filtratul trece prin tamburul filtrant, se lovește de carcasa 2 și se scurge prin jghiabul 4 către exterior. Arborele tamburului are o mișcare de „du-te, vino”. Fig. 64 reprezintă tamburul în poziția superioară, în timpul încărcării. După oprirea încărcării se continuă centrifugarea urmată, eventual, de spălarea precipitatului. Tamburul este apoi lăsat în jos (fig. 64 b) prin presiune de ulei asupra arborelui 6; în acest timp, fundul inferior al tamburului rămâne nemișcat în poziția inițială. Precipitatul, lipsit de sprijinul pereților, este aruncat de forța gravitației în rezervorul 7. Pe sită rămâne un strat subțire de precipitat care, în operațiile următoare, servește drept filtru.

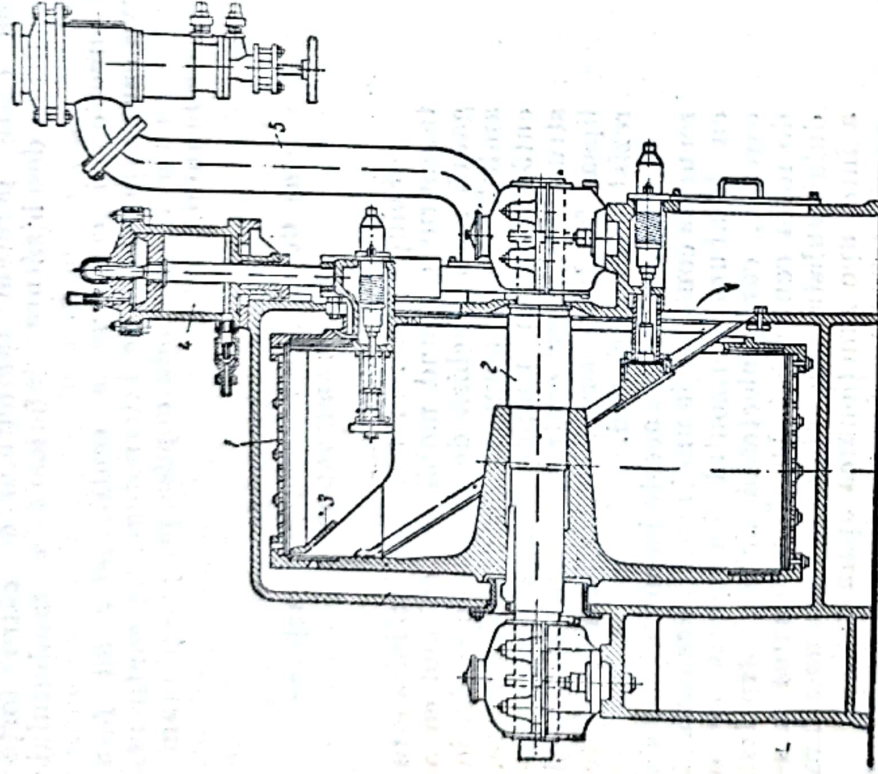


Fig. 64. Centrifugă automată orizontală cu acțiune continuă.

În fig. 65 este reprezentată o secțiune printr'o centrifugă cu tamburul împărțit în două compartimente, fiecare prevăzut cu câte un răzuitor montat pe un arbore comun, acționat manual sau automat printr'o mișcare de translație prin bielă și roată cu șurub fără fine (dispozitiv 1). Lichidul de clarificat intră prin conducta 2 într'un rotor de pompă centrifugă 3, montat la fundul tamburului, și este distribuit egal spre periferie fără a disloca straturile de sedimente depuse.

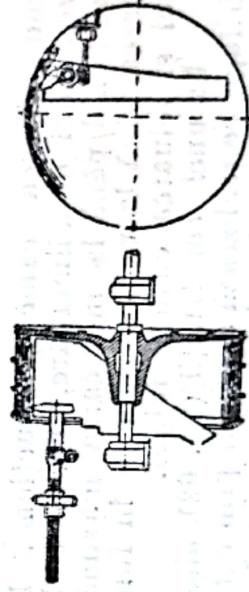


Fig. 63. Schema unei centrifuge cu cuțit răzuitor.

În fig. 65 este reprezentată o secțiune printr'o centrifugă cu tamburul împărțit în două compartimente, fiecare prevăzut cu câte un răzuitor montat pe un arbore comun, acționat manual sau automat printr'o mișcare de translație prin bielă și roată cu șurub fără fine (dispozitiv 1). Lichidul de clarificat intră prin conducta 2 într'un rotor de pompă centrifugă 3, montat la fundul tamburului, și este distribuit egal spre periferie fără a disloca straturile de sedimente depuse.

Lichidul se liberează de impuritățile mari în primul compartiment 4, apoi trece, prin debordare, peste peretele circular și intră în al doilea compartiment 5, de unde, clarificat, este evacuat cu ajutorul unei țevi speciale. După

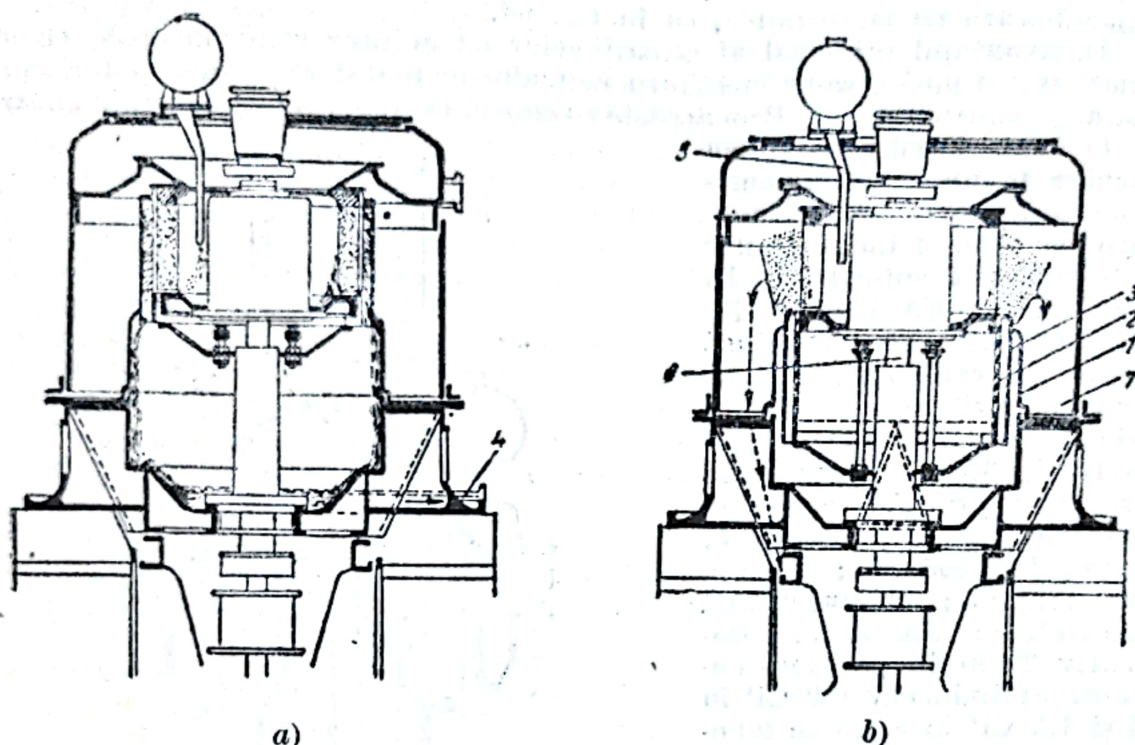


Fig. 64. Centrifugă automată cu tambur filtrant.

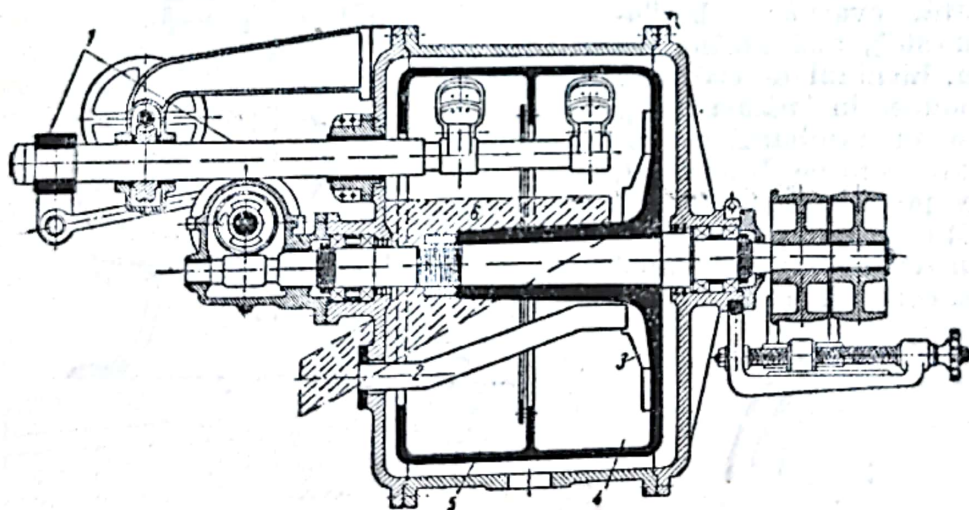


Fig. 65. Centrifugă orizontală cu tambur compartimentat.

un timp de funcționare, când stratul depus pe pereți este suficient de gros, se oprește alimentarea cu lichid și se pune în acțiune cuțitul pentru răzuirea substanțelor solide, care sunt descărcate în jghiabul de evacuare 6.

Compartimentarea tamburului prezintă avantajul realizării unei decantări în serie fără pierderea de energie inevitabilă lucrului cu două centrifuge succesive. Cursa axială a celor două raclete este redusă la jumătate, fapt care permite acționarea prin comandă automată bielă-manivelă.

Frecarea lichidului de peretele despărțitor circular și normal pe arbore reduce efectul de dislocare a precipitatului depus. Pentru a reduce brațul de pârghie și, ca urmare, solicitarea de atac a cuțitului, acest fel de centrifuge se confecționează cu lame duble, ca în fig. 66.

Desavantajul principal al centrifugelor cu acțiune semicontinuă constă în necesitatea opririi sau a încetinerii mersului pentru descărcarea materialului separat și pentru umplere. Prin aceasta se consumă timp și energie suplimentară

b) Centrifuge decantoare cu evacuare continuă a sedimentelor. Realizarea tehnică a evacuării continue a impurităților solide prezintă dificultăți. În cazuri speciale s'a încercat folosirea unui lichid-vehicul, însă cazurile în care s'au obținut rezultate pozitive sunt foarte puține.

În fig. 67 este reprezentată o secțiune printr-o centrifugă cu tambur și cu discuri 1; diametrul, 0,305 m; turație, 4 500 rot/min; volumul util de lichid, 4 litri; capacitate, aproximativ 2 500 l/h; putere necesară, aproximativ 0,9 CP în gol și 1,5 CP în stare de funcționare normală. Este folosită la separarea drojdiei din berea fermentată, evacuarea borhotului cu 80% apă făcându-se continuu. Lichidul de clarificat se introduce în pâlnia 2 și pătrunde în tamburul centrifugei, care conține discurile 1, montate pe un con central găurit. Mustul din pâlnie trece în tubul central, umple apoi cavitatea conului, trecând pe la



Fig. 66. Schema unui cuțit cu două lame de atac.

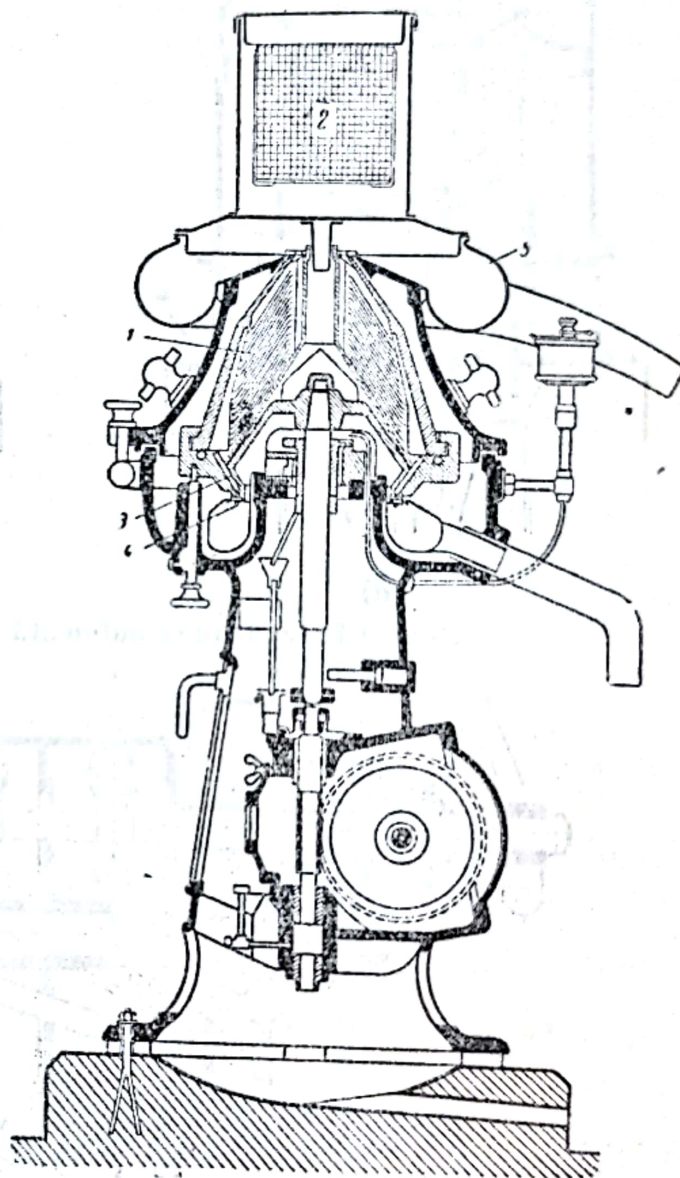


Fig. 67. Centrifugă separatoare cu evacuarea sedimentelor prin conducte.

fund, și ajunge la periferia tamburului. Drojdia, mai densă decât lichidul, este separată și proiectată pe pereți și iese prin 3 în jghiaburile de evacuare 4. Mustul clarificat urcă printre discuri și iese pe la partea superioară, în jghiabul 5.

Funcționarea „canalelor de evacuare” 4, din fig. 67, se bazează pe dimensiunea și așezarea lor justă pe distanța dintre peretele tamburului și axa de

rotație, cum și pe principiul că atunci când se supune la centrifugare, într'un tambur conic cu pereții plini, un amestec format din două lichide de densități diferite (apă + ulei), presiunea exercitată de încărcătura de lichid în zona cu diametrul maxim al tamburului crește cu cât separarea este mai bună și cu cât stratul de lichid dens este mai gros. Făcând o gaură în tambur, care se închide printr'un dop cu arc, ce se deschide numai la o anumită suprapresiune, lichidul greu (apa), se va descărca continuu, atât timp cât din amestec se separă lichid greu suficient, care să se acumuleze pe pereții tamburului.

Considerând că centrifuga din fig. 67 ar fi cu arbore orizontal, coloana de lichid brut mai greu din canalul 3 trebuie să echilibreze coloana de lichid mai ușor din centrifugă — ambele formând vase comunicante.

Pentru ca evacuarea din ambele ramuri să se facă simultan trebuie să fie un echilibru între cele două ramuri. Cele două orificii de evacuare vor fi deci așezate la distanțe bine alese de arbore, poziția optimă pentru diverse amestecuri fiind determinată prin încercări.

Lungimile acestor coloane de lichide au valori bine determinate. Nu se va obține o curgere simultană prin 4 (jos), concomitent cu cea dela partea superioară, decât dacă presiunea centrifugă exercitată de cele două lichide care umplu ramurile se echilibrează.

La punerea în funcțiune, când ambele brațe sunt pline cu lichid (brut) (neclarificat), presiunea exercitată în ramura 3 este mai mică, astfel încât va curge lichid numai prin 4. Treptat, coloana de lichid brut va mări presiunea în ramură și va constrânge lichidul să se ridice și să fie evacuat pe la partea superioară.

Forma optimă a tamburului. În privința formei adecuate a tamburului și a discurilor, care favorizează evacuarea sedimentelor, se recomandă ca unghiul discurilor, făcut cu direcția forței centrifuge, să fie cât mai mic (discurile cât mai orizontale). Dacă acest unghi este prea mare, sedimentele se acumulează pe discuri; fenomenul este identic și pentru sedimentele acumulate pe pereții tamburului. Dacă în masa de lichid sunt curenți, aceștia pot disloca straturile depuse, favorizând o depunere neregulată pe pereți. Acești curenți nu sunt suficienți pentru a transporta sedimentele într'un anumit punct și, deaceia, se recurge la forme speciale de tambur și la dispozitive mecanice, care să evacueze sedimentele.

Astfel, de exemplu, la centrifuga din fig. 67, cu tamburul conic, este necesar, ca începând dela un punct de pe periferia tamburului, generatoarea să aibă o înclinare destul de mare pentru ca depozitele de sedimente să nu se fixeze prin presiunea forței centrifuge.

Situația este identică cu decantarea simplă, datorită acțiunii gravitației. În ambele cazuri, depunerea solidelor se face prin formarea unui taluz având un unghi β caracteristic fiecărei substanțe (fig. 68).

Alunecarea substanței pe plan înclinat nu poate avea loc decât atunci când panta α a acestui plan depășește unghiul de frecare. Dacă planul este perfect lustruit, granulele încep să alunece înainte ca ele să formeze un taluz cu unghi normal.

Deci dacă peretele tamburului este lustruit și prezintă o conicitate suficientă pentru ca substanța să alunece în mod natural spre zona de evacuare, se realizează un dispozitiv cu evacuare continuă.

De exemplu, pentru negrul animal, unghiul de frecare este de aproximativ 22° , iar cel al taluzului, de $35-42^\circ$. Cu alte cuvinte, dacă într'un proces



Fig. 68. Formarea taluzului :
a — pe plan orizontal; b — pe plan înclinat.

tehnologic trebuie centrifugat un lichid tratat cu negru animal, la centrifuga orizontală din fig. 69, acumularea de depozite nu poate avea loc decât până când se depun grămezi cu $\beta = 35-42^\circ$; din acest moment, negrul animal ar trebui să alunece în jos.

În realitate, forței gravitației i se opune forța centrifugă, care este mult mai mare; evacuarea solidului nu se poate face continuu numai prin acțiunea forței centrifuge. Pentru a lămurii mai bine fenomenul, să se considere un vas plin cu nisip uscat

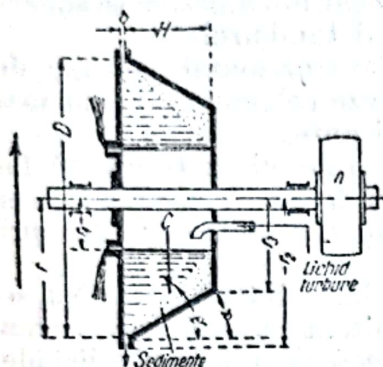


Fig. 69. Sedimentarea în taluz într-o centrifugă orizontală.

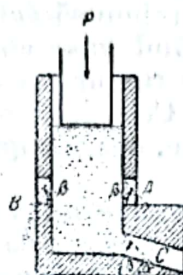


Fig. 70. Formarea taluzului la ieșirea dintr-un recipient, materialul fiind supus la presiune.

(fig. 70), care se scurge prin trei găuri diferite. Baza deschiderii *A* se prelungește cu o suprafață plană de lungime suficientă pentru ca nisipul scurs să poată forma taluzul natural făcând cu planul orizontal unghiul β .

La orificiul *B*, unde lipsește o suprafață plană în prelungire, nisipul se va scurge mereu, nefiind posibil să se formeze un taluz natural. În fine, la orificiul *C*, suprafața plană în prelungire este un plan înclinat. Aici, ca și la orificiul *A*, nisipul nu va putea curge atât timp cât unghiul α al planului înclinat cu orizontala rămâne mai mic decât unghiul taluzului natural β . Nu se produce nicio schimbare dacă asupra co-

loanei de nisip se aplică o presiune *P* oricât de mare.

Dacă centrifuga din fig. 69 are arborele vertical ca în fig. 71, sedimentele se vor depune mai întâi sub un unghi de taluz β , și numai apoi cantitățile noi venite se vor îndrepta spre orificiile de evacuare, alunecând în lungul taluzului.

La aparatele cu arbore vertical cu scurgerea pe sus, unghiul de taluz, considerat în raport cu orizontala, va fi puțin mai mare, datorită înclinării rezultantei *R*, dintre forța centrifugă și gravitație (fig. 12). Această diferență va fi cu atât mai mică, cu cât forța centrifugă va fi mai mare în comparație cu greutatea încărcăturii.

Trebuie reamintit că suprafața parabolică *b* (fig. 12) a stratului mai dens nu se poate realiza

practic decât dacă sedimentele sunt destul de fluide. Dacă pierde apa, devenind nisipoase, nu se mai obține o secțiune parabolică, ci un con cu pantă foarte mare. Deasemenea, o stratificare în straturi concentrice ca în fig. 13 nu se poate obține decât într-un aparat care se umple și se golește intermitent.

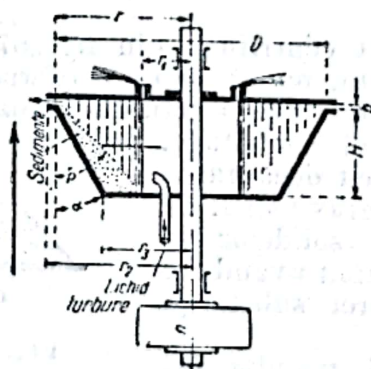


Fig. 71. Taluzul sedimentelor depuse într-un tambur tronconic cu axa verticală.

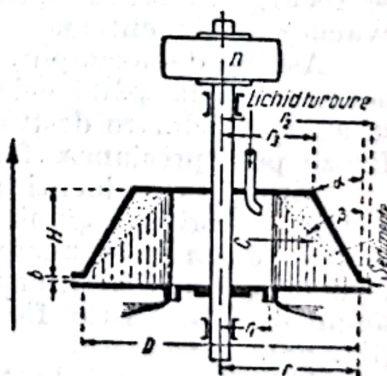


Fig. 72. Taluzul sedimentelor depuse într-un tambur tronconic cu gura în jos.

Dacă lichidul turbure intră continuu în aparat, sedimentele se depun sub un unghi de taluz corespunzător, pornind chiar din zona de intrare.

Situația nu diferă prea mult nici dacă se schimbă centrifuga cu tamburul cu gura în jos (fig. 72).

Efectul greutății proprii a sedimentelor reduce puțin unghiul taluzului real, astfel încât, cu o forță centrifugă relativ mai mică, se obține o alunecare, înainte de a se obține o acumulare cu un unghi de taluz β . Dacă forța centrifugă devine inferioară forței gravitației, sedimentele cad pe verticală.

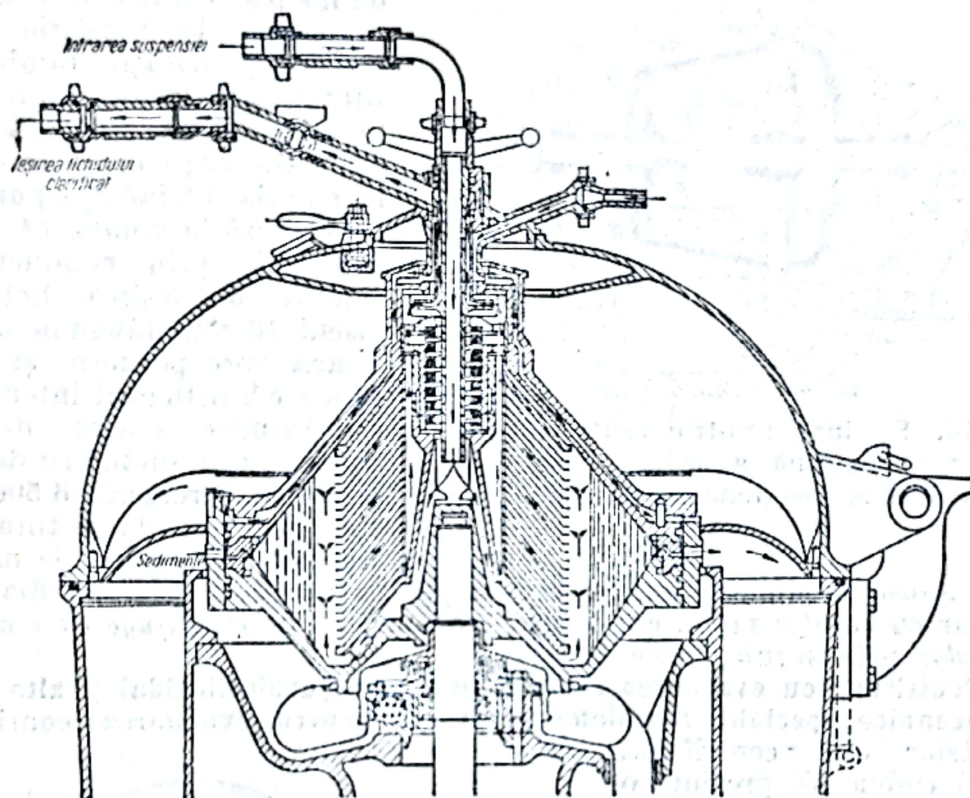


Fig. 73. Secțiune printr'un tambur de centrifugă cu evacuarea continuă a sedimentelor prin canale radiale.

c) Evacuarea sedimentelor prin orificii sau prin jghiaburi în zona diametrului mare al tamburului. În fig. 73 este reprezentată o secțiune printr'un tambur de centrifugă cu evacuarea continuă a sedimentelor prin canale radiale, așezate în dreptul diametrului maxim al tamburului. Lichidul iese printr'un orificiu situat la partea superioară. Caracteristica acestui aparat este camera de sedimente în V.

d) Centrifuge cu evacuarea sedimentelor prin fante inelare periferice. În locul orificiilor de evacuare care se pot înfunda mai ușor, se preferă, în unele cazuri, o deschizătură continuă, circulară, în peretele tamburului. În fig. 74 și 75 este reprezentată o centrifugă specială, experimentată în industria hârtiei pentru a recupera pasta din apele de spălare într'o concentrație convenabilă pentru prelucrarea ei imediată.

Aparatul (fig. 74) se compune dintr'o carcasă 1, în interiorul căreia se rotește un tambur special 2, format din două trunchiuri de con, fixate pe arborele 3. Acesta iese din carcasă prin două presetupe 4, se sprijină în lagărele 5 și este acționat prin roata de curea 6. Tamburul are, la cele două extremități, câte

o deschidere circulară concentrică cu arborele și prevăzută cu margini, care pătrund în canalul circular al carcasei. Apa cu suspensiile fibroase intră prin 7 și voluta 8 și pătrunde în centrifugă, unde discul 9 o răspândește uniform pe pereți. Discul poate fi prevăzut cu palete 10; aceasta, împreună cu fundul centrifugei formează un fel de pompă centrifugă, care ajută la aspirarea lichidului în aparat. Apa care intră în tambur primește o mișcare accentuată de rotație, formând un strat inelar concentric 11. Particulele de pământ, de nisip și resturile fibroase sunt proiectate la periferie și, datorită conicității tamburului, sunt dirijate în zona diametrului maxim, unde se găsește fanta circulară 12; ele trec în canalul în spirală 13, iar apa purificată deversează în voluta 14 și este evacuată prin conducta 15. Înainte de ieșirea lichidului, discul 16 constrânge lichidul să treacă spre periferie și să fie supus centrifugării intense.

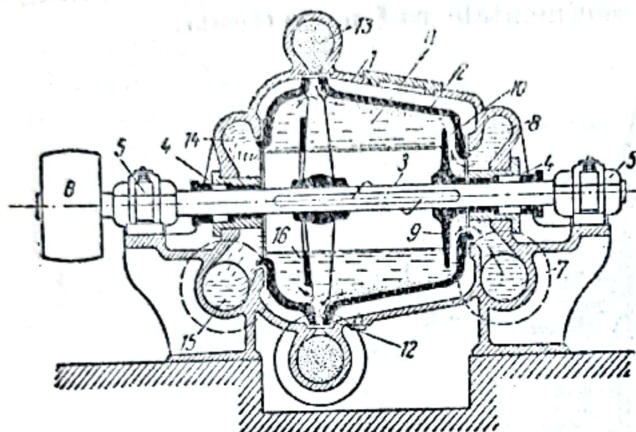


Fig. 74. Secțiune printr-o centrifugă cu evacuarea continuă a sedimentelor prin fante inelare (secțiune longitudinală).

au fost aduse la dimensiunile unei pompe centrifuge simple, cu diametrul redus, dar cu turație mare, cunoscute sub numirea de *centrifuge cu evacuarea sedimentelor prin șurub elicoidal*.

e) Centrifuge cu evacuarea sedimentelor prin șurub elicoidal și alte dispozitive mecanice speciale. S'a demonstrat că, pentru evacuarea continuă a sedimentelor din centrifugă, tamburul trebuie să prezinte o conicitate foarte pronunțată, pentru a permite alunecarea sedimentelor spre orificiile de evacuare. Prin aceasta se reduce foarte mult înălțimea tamburului și, deci, durata de ședere a lichidului în centrifugă. Dacă trebuie prelungită durata de trecere a lichidului prin centrifugă, ceea ce are ca efect prelungirea acțiunii forței centrifuge, va trebui să se folosească centrifuge cu tambur mai lung.

În astfel de centrifuge, evacuarea sedimentelor se realizează prin dispozitive mecanice speciale. Centrifuga din fig. 76 este formată dintr'un tambur conic cu arbore orizontal. Fundurile sunt prevăzute cu arbori găuriți, montați pe lagăre cu bile și acționați cu 900 rot/min de către roata din dreapta, care are diametrul de 390 mm. Prin arborii găuriți trece un arbore central, acționat de cealaltă șaibă, care are diametrul de 350 mm și se învârtă cu 350 rot/min. Pe acest arbore este fixat, cu ajutorul unor traverse, un cilindru

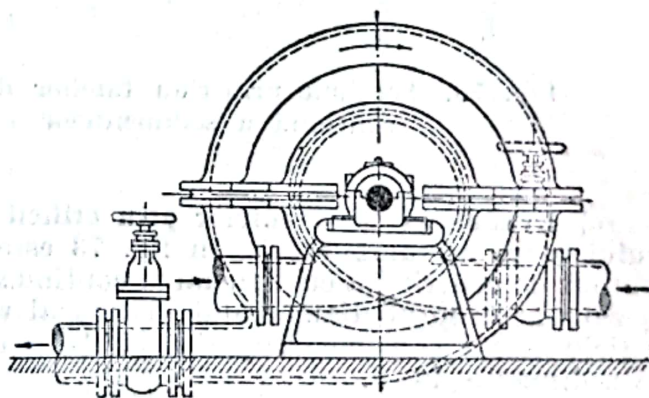


Fig. 75. Vedere laterală a centrifugei din figura 74.

cu pereții continui, prevăzut cu un rând de găuri în fața arborelui găurit din dreapta. Pe cilindrul interior este fixată o spirală de transport. Lichidul de centrifugat (de exemplu lapte de amidon) intră în aparat prin partea dreaptă, trece prin orificiile tamburului interior și este apoi repartizat în spațiul tamburului propriu zis. Aici el formează un strat inelar a cărui grosime este limitată de un deversor circular. Particulele de amidon, mai grele decât lichidul, sunt proiectate pe peretele conic și au tendința să se deplaseze spre stânga (regiunea cu diametrul maxim). Ele sunt preluate de spirala transportoare

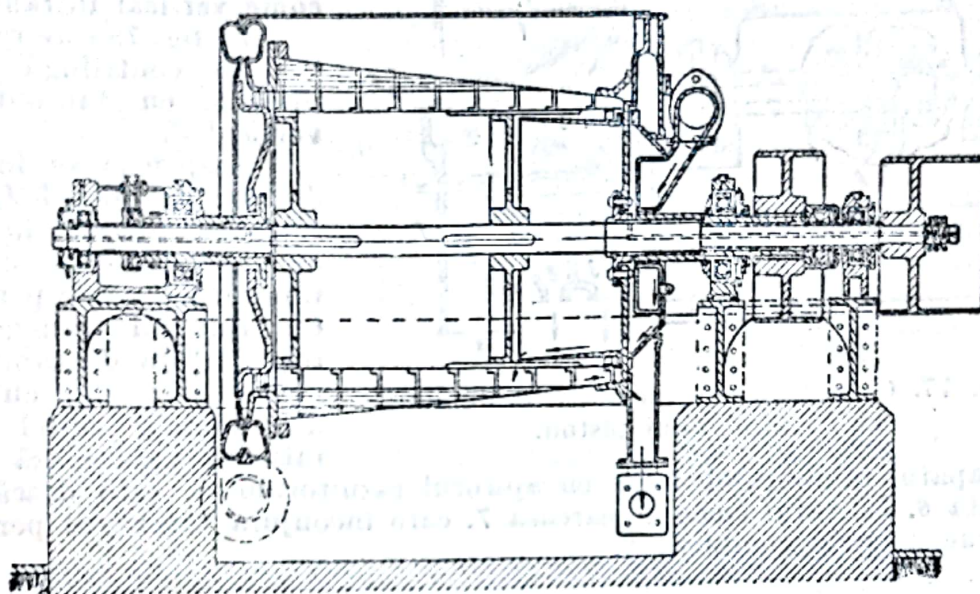


Fig. 76. Centrifugă cu tambur conic și cu arbore orizontal.

montată pe tambur, care se mișcă în sens contrar cu o diferență de turație de 50 rot/min. Diametrul minim al tamburului este astfel ales, încât lichidul să nu ajungă până la el. În acest mod se creează în partea dreaptă a tamburului o zonă fără lichid, unde sedimentele sunt scoase din apă de către spirala transportoare și conduse spre jghiabul de evacuare.

Aparatul se folosește la separarea amidonului de cartofi, deoarece acesta prezintă o granulație potrivită și se depune, în fața spiralei, în straturi destul de compacte, prin care apa străbate cu ușurință.

Un aparat având $D_{max} = 725$ mm și $H = 700$ mm poate trata pe oră 10–12 m³ lapte de amidon de 1,5° Bé scoțând o pastă de amidon cu 55% apă (1500 kg amidon/h) și consumând 7 CP.

În fig. 77 este reprezentată o centrifugă la care suspensia se introduce în partea îngustă a conului rotativ 1, curge în jos pe suprafața internă a conului, cu o viteză care crește treptat, și ajunge pe pereții tamburului rotativ 2, unde se filtrează. Lichidul trece în camera 3 a carcasei, iar pe sita tamburului rămâne un strat de precipitat, care este împins continuu spre ieșire, cu ajutorul unui piston special 4, care se rotește odată cu tamburul și execută 12–16 mișcări de „du-te vino” pe minut. Schimbarea cursei pistonului se face automat, cu ajutorul unui servomotor care introduce ulei în camerele din dreapta sau din stânga discului (piston) 6. La fiecare cursă, precipitatul este împins cu aproximativ 30 mm. Precipitatul poate fi spălat cu apă care se introduce prin conducta 7 și se elimină în compartimentul 8 al carcasei. Precipitatul spălat se elimină prin 9.

Acest tip de centrifugă este utilizat la centrifugarea suspensiilor puțin disperse care pierd ușor umiditatea și dau precipitate cu 1,5–2% apă. Centrifugele de acest tip au $D = 0,6–1,2$ m; $n = 175–720$ rot/min și consumă 7,5–20 CP, motorul de ulei, 3–10 CP; capacitatea, 1,5–10 t/h.

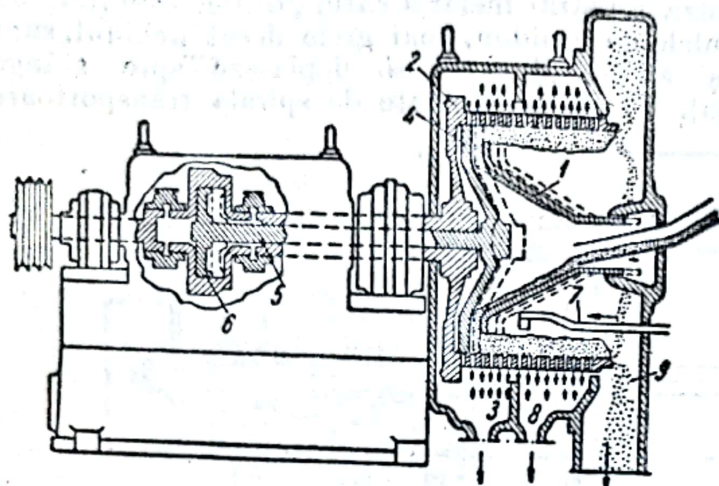


Fig. 77. Centrifugă cu evacuarea rezidului cu ajutorul unui piston.

spre capătul tamburului unde, cu ajutorul răzuitorului 5, este descărcat în conducta 6. Filtratul trece în carcasa 7, care înconjură tamburul perforat și este evacuat prin conducta 8.

f) Centrifugă cu evacuare continuă, cu tambur conic vertical filtrant.

În fig. 78 este reprezentată o centrifugă de tip filtrant, cu tambur conic vertical 3.

Suspensia se introduce de sus, pe talerul 1, care se rotește odată cu melcul 2, dispersându-se pe suprafața tamburului conic perforat 3. Cu ajutorul transmisiei cu roți dințate 4, tamburul și melcul se rotesc cu rotații deosebite și astfel precipitatul se deplasează treptat

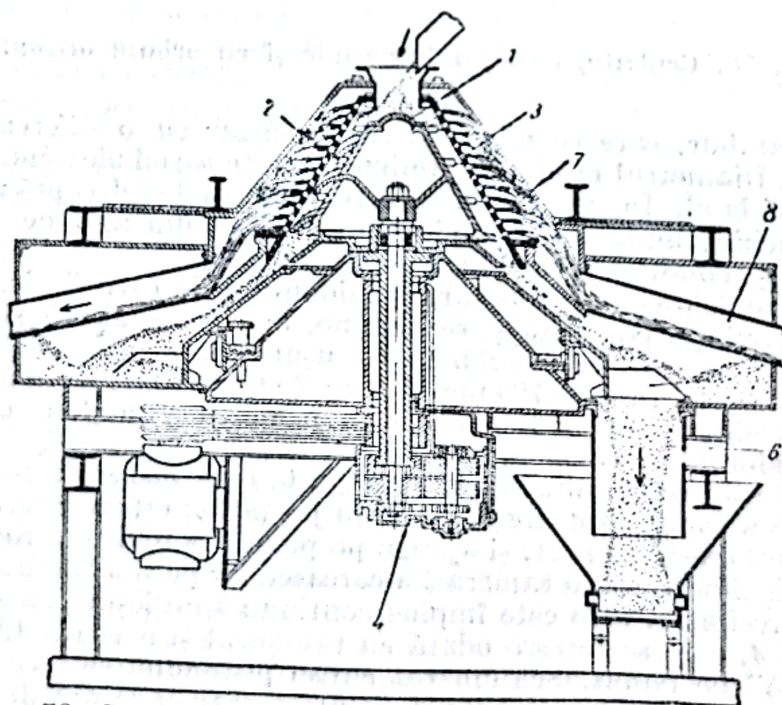


Fig. 78. Centrifugă de tip filtrant, cu tambur conic vertical.

Acest tip de centrifugă servește la deshidratarea substanțelor în granule mari (cu diametrul peste 0,15 mm) (de exemplu cărbune, nisip, minereuri).

APARATE PENTRU MĂSURAREA TURAȚIEI CENTRIFUGELOR

Pentru măsurarea turației se folosesc aparate numite girometre sau tahimetre cu lichid. Ele sunt construite pe principiul variației vârfului suprafeței libere parabolice în funcție de viteza de rotație (fig. 79).

Girometrul, sau tahimetrul cu lichid, în forma cea mai simplă, se compune dintr'o fiolă de sticlă cu diametrul de aproximativ 25 mm și cu înălțimea de 100 mm, într'o montură metalică cu care se poate fixa pe arborele a cărui viteză de rotație se măsoară. Fiola este umplută parțial cu lichid (glicerină, alcool, etc.). Când sistemul este în rotație, suprafața liberă a lichidului ia forma unui paraboloid a cărui secțiune meridiană variază cu viteza, variația vârfului parabolei indicând iregularitățile de viteză ale tamburului centrifugei. Rotația masei lichide din interiorul tahimetrului este provocată de aderența lichidului la pereții fiolei, astfel că lichidul va urmări cu atât mai prompt variațiile de viteză ale mișcării, cu cât el va fi mai aderent, adică mai vâcos. Cu lichide de diferite viscozități se pot construi indicatoare de diferite grade de sensibilitate, pentru turații între 30 și 12 000 rot/min.



Fig. 79.
Tahimetru
cu lichid.

INTREBUINȚAREA CENTRIFUGELOR DE DECANTARE ȘI DE FILTRARE

Operațiile mai importante care pot fi realizate prin centrifugare sunt :

α) *Clarificarea înaintea filtrării.* Filtrarea lichidelor cu suspensii foarte fine (coloidale) se face greu în filtre-prese; deaceia se recurge la o centrifugare prealabilă cu adaus de coagulanți sau de adsorbanti, care aglomerează particulele fine, urmată de o filtrare finală în filtrul-presă.

β) *Clarificarea selectivă* este tratamentul prin care se scot dintr'un lichid numai unele părți solide; după centrifugare, lichidul mai conține corpuri care trebuie să rămână în suspensie. Procedul poate fi folosit numai când există o diferență de densitate între substanțele în suspensie [de exemplu prelucrarea vopselilor, separarea grafitului mare din uleiurile grafitate, clarificarea zeturilor de fructe (lămâi, portocale), etc.].

γ) *Spargerea emulsiilor și separarea uleiurilor din emulsii.* Se aplică la extragerea lanolinei din apele dela spălarea lânii, la recuperarea produselor petroliere emulsionate, la separarea grăsimilor din apă, etc.

δ) *Deshidratarea lichidelor*, aplicată la deshidratarea uleiurilor de transformator, la regenerarea uleiului de turbine sau pentru motoare. În comparație cu uscarea lichidelor prin căldură sau cu metode chimice, acest procedeu prezintă avantajul că uleiurile nu-și schimbă proprietățile fizice și chimice.

ε) *În industria alimentară, la extragerea smântânei din lapte.* Se folosesc, în special, separatoarele cu tambur tubular sau cu discuri. Prin separare naturală, după 36 de ore se separă maximum 73% din cantitatea totală de smântână conținută în lapte. Randamentul este mic, deși durata este foarte lungă. Prin centrifugare, operația se poate conduce astfel, încât procentul de smântână rămasă în lapte să varieze după dorință.

Gradul de smântânire al laptelui depinde de :

- Intensificarea forței centrifuge (turația specifică aparatului).
- Viteza de trecere a laptelui prin centrifugă (timpul de acționare a forței centrifuge); cu cât viteza este mai mare, cu atât laptele se va smântâni mai puțin.

— Temperatura optimă este 35°C. Când se pasteurizează, smântânirea se face la 80°C.

— Compoziția chimică și structura fizică a laptelui. Un lapte cu globule de grăsime de dimensiuni mari se smântânește mai ușor la centrifugare. Industria alimentară utilizează uneori mijloace inverse, prin care laptele este supus unui proces de omogenizare, prin care globulele de grăsime, de caseină și albumină sunt divizate foarte fin. Laptele omogenizat este foarte stabil și nu poate fi smântănit prin centrifugare. Ca aliment este mult mai ușor digerat. Laptele omogenizat poate fi ușor condensat și uscat prin evaporare. Omogenizarea laptelui se obține prin pomparea lui la presiune și viteză mare (100 at) printr'un dispozitiv cu șicane.

Smântâna este mai groasă și mai viscoasă dacă este extrasă din lapte în cantități mici. Nu este recomandabil să se extragă smântâna sub 10% din greutatea totală a laptelui introdus în centrifugă — și nici să se treacă de 20%. Normal, separarea trebuie condusă astfel, încât dintr'un lapte cu 3,4% grăsime să se extragă aproximativ 15% smântână. Dacă :

f este conținutul în grăsime al laptelui necentrifugat, în %;

f_1 — conținutul în grăsime al laptelui centrifugat, în %;

R — greutatea smântânii produse de 100 părți lapte;

x — conținutul în grăsime al smântânii, în %:

$$x = \frac{100(f - f_1)}{R} + f$$

și, pentru a obține o smântână cu $x\%$ unt, va trebui extrasă o cantitate de smântână de :

$$R = \frac{100(f - f_1)}{x - f}$$

Gradul de smântânire depinde și de cantitatea de aer conținută în lapte (3,4—8,4%), care se separă la centrifugare, provocând formarea de spumă, și care împiedică separarea normală. Pentru aceasta s'a recurs la construcții care au scopul de a mări suprafața lichidului, pentru a da gazelor posibilitatea să se degaje liber.

ε) *Recuperarea solvenților și a grăsimilor din deseuri.* În spălătoriile chimice solvenții (benzină, acetonă, etc.) pot fi separați de noroiul și de impuritățile solide cu care sunt impurificați, prin centrifugare.

Restaurantele mari folosesc separatoare centrifuge pentru recuperarea grăsimilor din deseuri și din apele de spălare.

η) *Regenerarea și recuperarea uleiurilor de uns.* Uleiurile utilizate la motoarele cu explozie, dela turbine, strunguri, mașini de găurit, etc. sunt consumate în cantități considerabile. Tendința este de a regenera aceste uleiuri și de a le repune în circuit. Prin întrebuințarea normală (de ungere), uleiul nu se alterează, ci mai mult se impurifică cu corpuri solide, antrenate prin eroziune.

Impuritățile, praful provenit din aer, părțile metalice, datorită uzurii suprafețelor care se freacă, sunt îndepărtate prin centrifugare, iar uleiul poate fi folosit din nou. Cu această ocazie se îndepărtează și apa, a cărei prezență este dăunătoare lubrifianților, deoarece produce emulsii. În tabela 5 sunt indicate o serie de date privind capacitățile și domeniul de folosire ale centrifugelor separatoare de ulei.

Tabela 5

Date privind capacitățile și domeniul de folosire ale centrifugelor separatoare de ulei (fig. 39)

	350	700	1 800	3 000	6 000	10 000
1 Capacitatea maximă (l/h), în cazul tratării uleiurilor cu 10 % apă						
2 Capacitatea (l/h), pentru :						
a) Combustibil pentru motoare Diesel	90—350	200—700	400—1 800	1 000—3 000	1 350—6 000	2 700—10 000
b) Ulei de turbine	60—300	120—600	300—1 500	550—3 000	1 000—5 000	1 800—9 000
c) Ulei pentru motoare Diesel	20—250	50—500	800—1 200	120—3 000	250—5 000	600—9 000
3 Limita de folosință a separatorului corespunzător puterii agregatului Diesel (kW)	74—220	150—500	400—1 100	740—2 200	1 500—4 400	3 000—9 000
4 Limita de folosință a separatorului corespunzător turbinei (kW)	1 100—5 000	2 600—11 000	4 400—20 000	8 800—35 000	18 500—70 000	37 000—150 000

Mașinile de forță de mare capacitate (motoare, turbine cu abur, etc.) au gresajul automat, uleiul fiind presat, printr-o pompă, în toate punctele care necesită ungere, și reîntorcându-se într'un bazin colector, de unde este tras din nou de pompă. Purificarea acestor uleiuri se face cu ajutorul centrifugelor cu tambur tubular sau cu discuri.

9) *Regenerarea uleiului de transformator.* Uleiul utilizat în transformatori și în disjunctoare este supus încălzirii sau areului electric. Prin influența cuprului coloidal, uleiul se oxidează sau se polimerizează. Se formează apă, cărbune rezultat din descompunere, polimeri și alte impurități care modifică conductibilitatea uleiului. Și aceste uleiuri pot fi purificate prin centrifugare.

Utilizarea centrifugelor pentru separarea, prin decantare, a corpurilor solide, cristalizate sau amorse, este foarte largă și variată. În tabela 5 sunt indicate domeniile de utilizare a centrifugelor.

Prin centrifugare nu se obțin precipitate lipsite complet de apă. Cantitatea de lichid reținut depinde de forma substanței solide și de dimensiunea particulelor. Dacă se admite că particulele sunt sfere mici, toate cu același diametru, volumul maxim al acestor sfere este 73% din spațiul total ocupat, rămânând un spațiu de 27%.

Dacă atât solidul cât și lichidul au densitatea 1, conținutul în lichid nu va scădea sub 27%. Dacă însă granulele sau cristalele au densitatea 2,8, iar lichidul este apă, conținutul în apă în turtele centrifugate va fi:

$$\frac{27 \cdot 100 \cdot 1}{73 \cdot 2,8} = 13,2 \%$$

DATE PRACTICE PRIVIND CAPACITATEA ȘI CONSUMUL DE FORȚĂ LA CENTRIFUGARE

Productivitatea centrifugelor depinde: 1) de mărimea tamburului; 2) de turație și 3) de produsul care este centrifugat.

De exemplu, la fabricarea zahărului, aceeași centrifugă poate avea debite diferite, după cum prelucrează zahăr brut, zahăr alb cristalizat sau zahăr rafinat, putând face respectiv 6—15, 4—5 și 2—3 operații/oră.

În tabela 6 sunt date dimensiunile și caracteristicile unei centrifuge folosite la fabricarea zahărului.

Pentru centrifugarea amestecurilor cu substanțe macrocristaline (zahăr sare de bucătărie) se consideră 1 m² suprafață filtrantă pentru 1 000—25 000 kg/h și 6—15 operații de umplere — golire pe oră.

Mărimea găurilor tamburului este funcție de grosimea tablei.

Astfel, într-o tablă de 10 mm grosime nu se pot face ochiuri mai mici decât 6 mm, decât cu o manoperă migăloasă și costisitoare. Găurile rotunde prezintă desavantajul că se astupă mai ușor cu cristale mari, decât ochiurile lungi. Din această cauză se preferă site și tambure cu fante lungi.

Dacă sita interioară se așează direct pe mantaua găurită (tambur), o mare parte a suprafeței de filtrare este acoperită și, prin aceasta, se reduce capacitatea de filtrare. Acest desavantaj poate fi redus așezând sita interioară la o mică distanță de peretele tamburului și îngrijind ca suspensiile fine și noulul trecut prin sită să nu se depoziteze între acești pereți. Aceste site

Tabela 6

Dimensiunile și caracteristicile unei centrifuge folosite la fabricarea zahărului

Dimensiunile tamburului filtrant			Încărcătura		Condiții de mers			Producția zilnică de zahăr, tone în 20 ore de lucru			Puterea necesară CP	
diametrul mm	înălțimea mm	suprafața m ²	greutatea kgf	grosimea stratului mm	turația rot/min	forța centri- fugă kgf	presi- unea pe pereți kgf/cm ²	brut	alb	rafi- nat	la pornire	în mers
800	350	0,88	125	122	1 200	640	9,0	12,5	6,7	2,83	9	3
1 000	450	1,41	250	140	1 000	555	10,0	24,5	13,5	5,65	12	4
1 100	480	1,66	325	152	900	495	9,7	31,5	17,5	7,15	15	5
1 200	520	1,96	400	155	850	482	9,6	39,5	21,5	8,80	18	6

trebuie să poată rezista la presiunea forței centrifuge, să aibe greutate mică, pentru a nu îngreuna tamburul și să poată fi ușor curățite.

În ce privește suprafața liberă de filtrare, sitele de sârmă sunt superioare tablelor perforate. Sitele de sârmă, din cauza firului subțire, se uzează însă mult mai repede și de aceea se folosesc rar.

Consumul de forță pentru centrifugarea unei tone de sare de bucătărie, într-o centrifugă cu sită cu golire manuală este de 5,8–7,8 kWh/t. În fig. 80 și 81 se indică variația amperajului în perioadele de umplere, pornire, centrifugare, frânare și golire, pentru o centrifugă cu golire manuală și cu golire mecanică.

În fig. 82 și 83 sunt reprezentate schemele unei centrifuge cu tambur filtrant cu golire la partea superioară, iar în tabela 7 sunt date caracteristicile unor asemenea centrifuge.

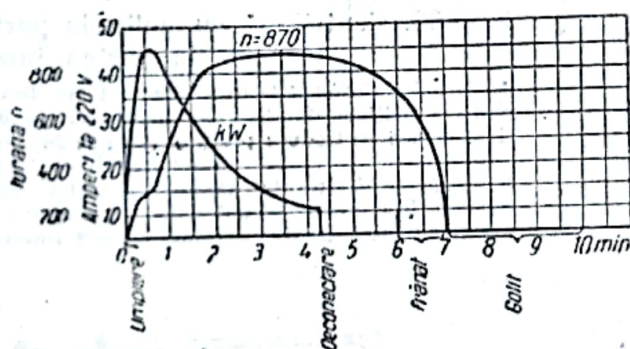


Fig. 80. Consumul de forță și numărul rotațiilor unei centrifuge cu golire manuală.

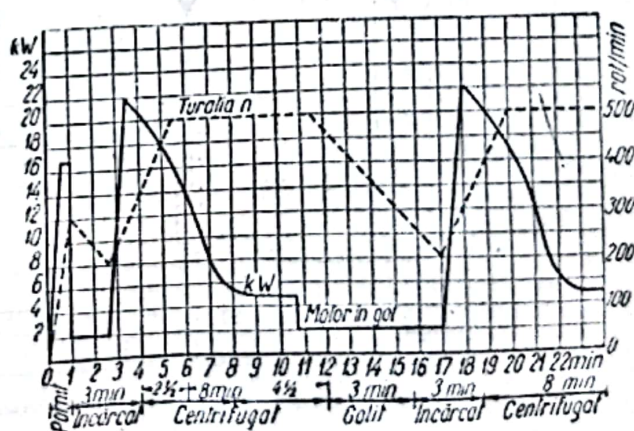


Fig. 81. Consumul de forță și numărul rotațiilor unei centrifuge cu funcționare continuă și cu golire mecanică.

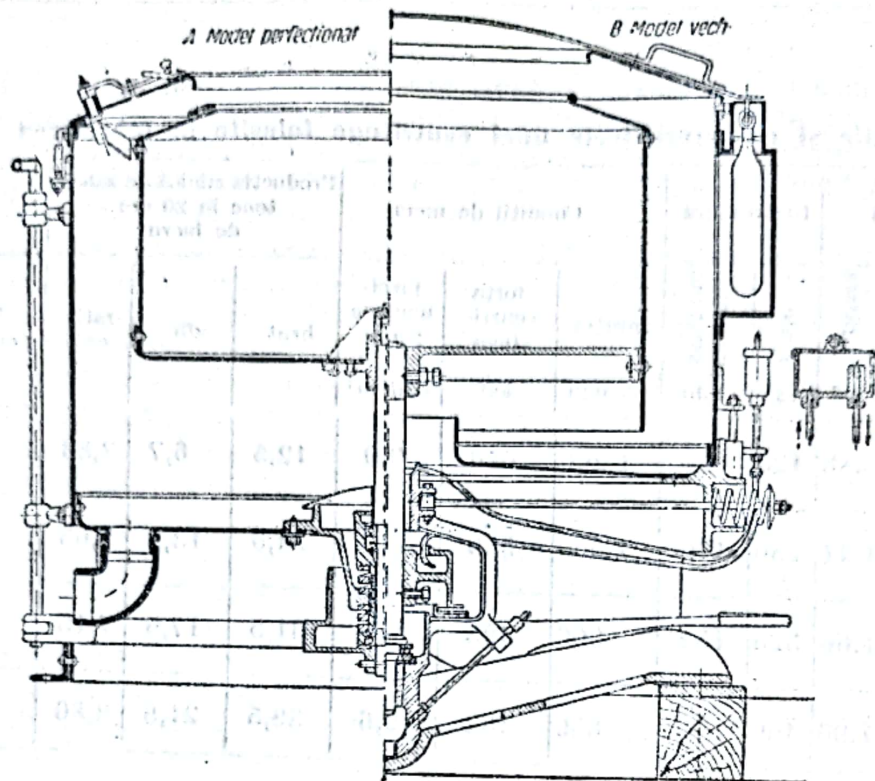


Fig. 82. Centrifugă cu golire la partea superioară cu acționare pe la partea inferioară :

A. Model perfecționat (stânga). Carcasă metalică închisă etanș — cu capac cu siguranță — înălțime de deservire mică, distanța dintre lagăre la turație mare rămâne fixă, ceea ce se traduce printr-o lungime de curea constantă. Frână cu efect uniform; ungere odată pe lună.

B. Model vechi (dreapta). Construcție înaltă, complicată, greu demontabilă. Lagăre cu amortizoare care nu pot evita trepidațiile și variațiile de lungime ale curelei. Frână cu efect tardiv. Reclamă ungere frecventă cu un consum mare de ulei.

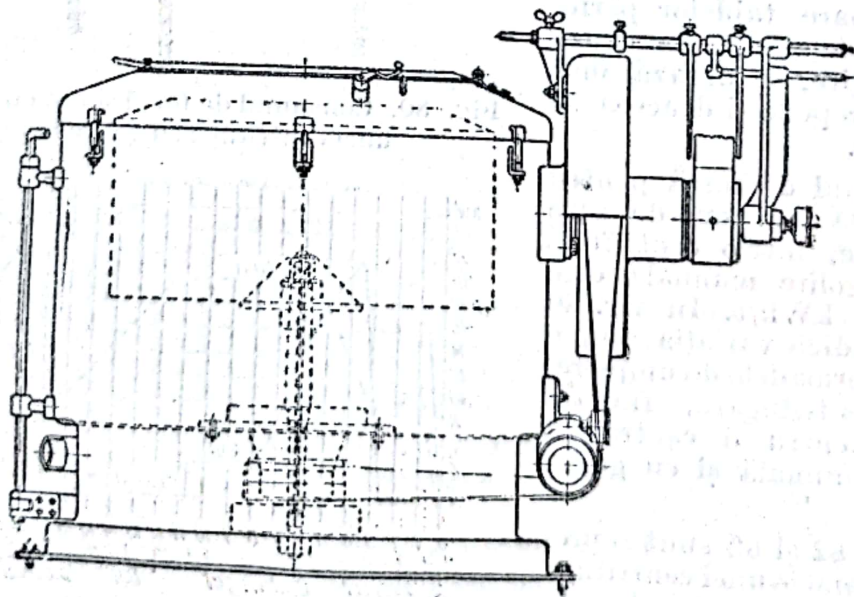


Fig. 83. Centrifugă de mare productivitate cu golire la partea superioară.

În fig. 84 și 85 sunt date schemele unei centrifuge cu tambur filtrant, cu golire la partea inferioară, iar în tabela 8 sunt date caracteristicile unor asemenea centrifuge.

Tabela 7

Dimensiunile și caracteristicile centrifugelor cu tambur filtrant cu golire la partea superioară (fig. 82)

Dimensiunile tamburului și regimul de funcționare						Puterea necesară în plin mers CP	Dimensiunile dispozitivului de acționare				Greutatea centrifugei kg
Diametrul mm	Înălțimea mm	Turația rot/min		Volumul litru			Roata de curea	Curea	rot/min la tambur		
		oțel	cupru	total	inel				Diametrul mm	mm	
600	300	1 800	1 500	85	52	2,5	156	70 × 6	500	420	420
750	350	1 450	1 200	154	89	2,8	156	75 × 6	500	410	600
900	400	1 200	1 000	254	150	3,0	220	85 × 6	500	400	780
1 000	400	1 070	920	310	180	3,5	250	110 × 6	460	400	1 250
1 000	500	1 070	920	390	225	3,5	250	110 × 6	460	400	1 280
1 200	500	900	770	565	315	4,5	350	120 × 7	450	390	1 600
1 200	600	900	770	680	380	4,5	350	120 × 7	450	390	1 620
1 500	500	700	600	880	410	6,0	400	150 × 7	400	350	2 600
1 500	600	700	600	1 060	490	6,0	400	150 × 7	400	350	2 750
1 500	700	700	600	1 240	570	6,0	400	150 × 7	400	350	2 900
1 500	600	590	520	1 530	730	8,0	450	170 × 7	350	290	3 800
1 800	700	590	520	1 780	850	8,0	450	170 × 7	350	290	4 000
1 800	800	590	520	2 040	980	8,0	450	170 × 7	350	290	4 200
2 000	800	540	470	2 500	1 180	11,0	500	200 × 8	300	260	5 500
2 000	900	540	470	2 800	1 330	11,0	500	200 × 8	300	260	6 000

Obs.: În medie se pot considera patru încărcături pe oră, aceasta depinzând în primul rând, de natura lichidului de centrifugat.

În fig. 86 și tabela 9 sunt date dimensiunile și caracteristicile unei centrifuge orizontale automate, care se construiește cu diametrul de 900—2 500 mm, pentru o încărcare de 140—1 200 kg/sarjă. Tamburul se încarcă în mers, la turație redusă, rotindu-se continuu. Materialul alimentat se împarte egal pe tambur. După filtrare urmează spălarea și golirea precipitatului, cu ajutorul unui cuțit răzuitor, care intră în material și scoate materialul desumectat, din centrifugă.

În fig. 87 și 88 este arătată o centrifugă separatoare, cu un tambur cu mai multe camere.

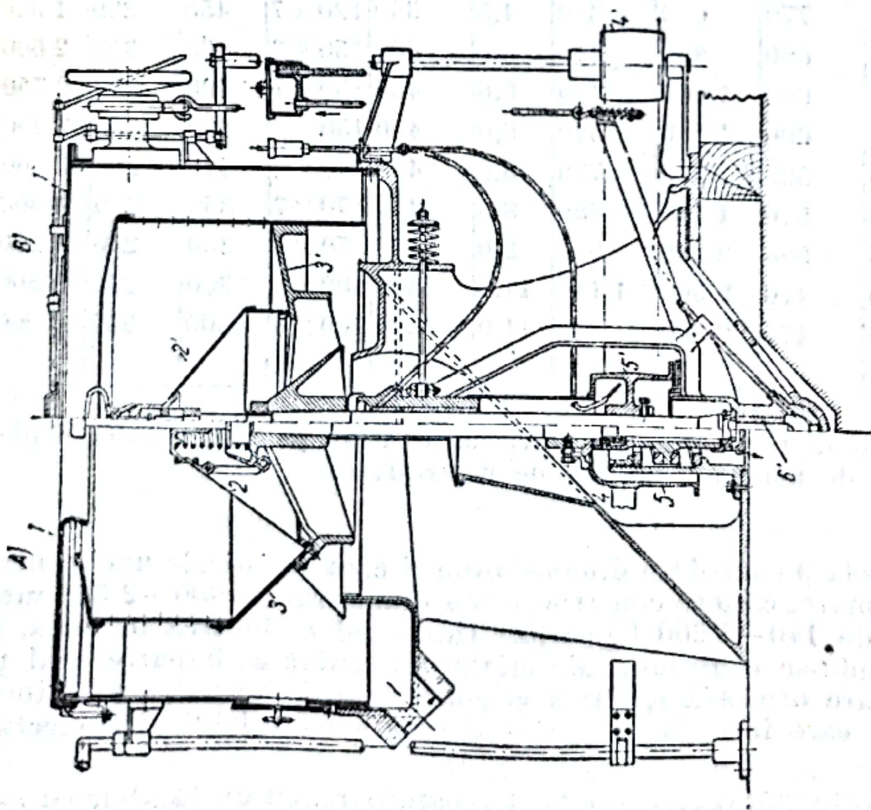


Fig. 84. Centrifugă cu golire la partea inferioară.

A. *Model perfecționat*: 1 - capac greu demontabil, pentru siguranța exploatarei; 2 - perete de separare, lucrând automat; 3 - fund conic foarte înclinat, care asigură golirea rapidă; 4 - frână cu bandă cu funcționare sigură; 5 - roată de curea fixată pe ax pendular, cu reglaj automat (tensiunea în curea constantă).

B. *Model vechi*: 1' - capac ușor demontabil; 2' - perete de separare manual; 3' - fund plat cu golire dificilă; 4' - frână complicată, lucrând dificil; 5' - roată de curea fixată pe arbore, cu reglaj manual (tensiunea în curea variabilă); 6' - lagăr sistem tampon care nu elimină trepidațiile.

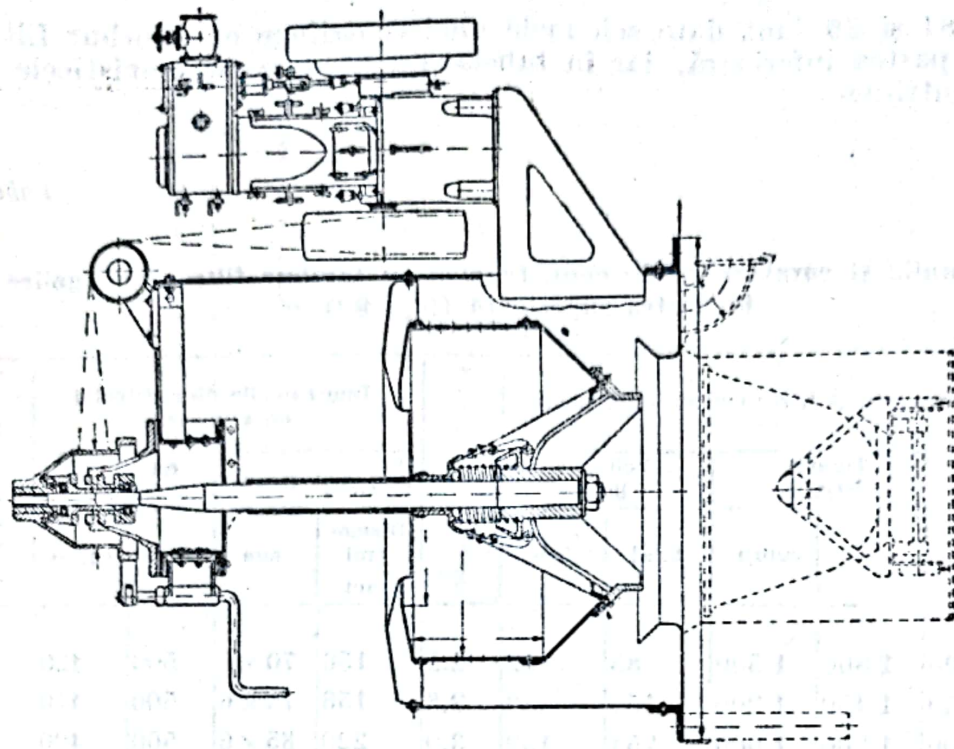


Fig. 85. Centrifugă suspendată cu golire la partea inferioară.

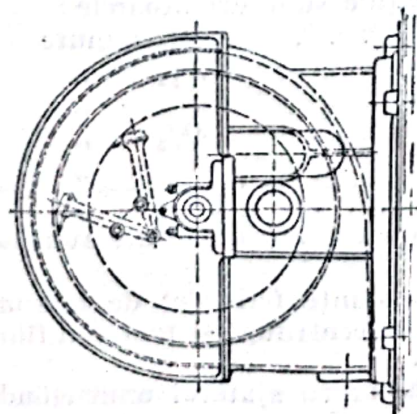


Fig. 86. Centrifugă orizontală cu golire automată.

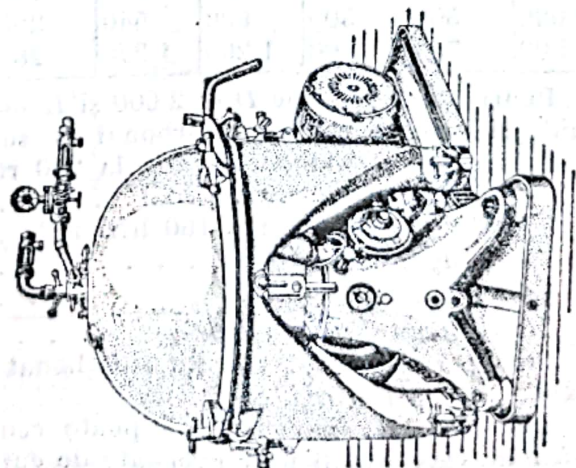
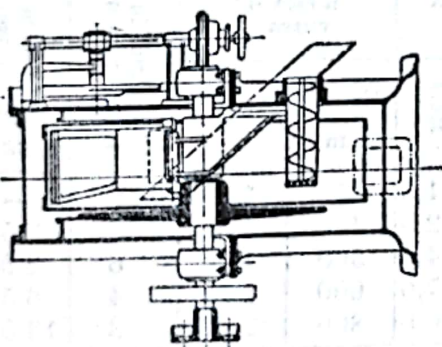


Fig. 87. Centrifuge separatoare (Westfalia) cu tambur cu mai multe camere.

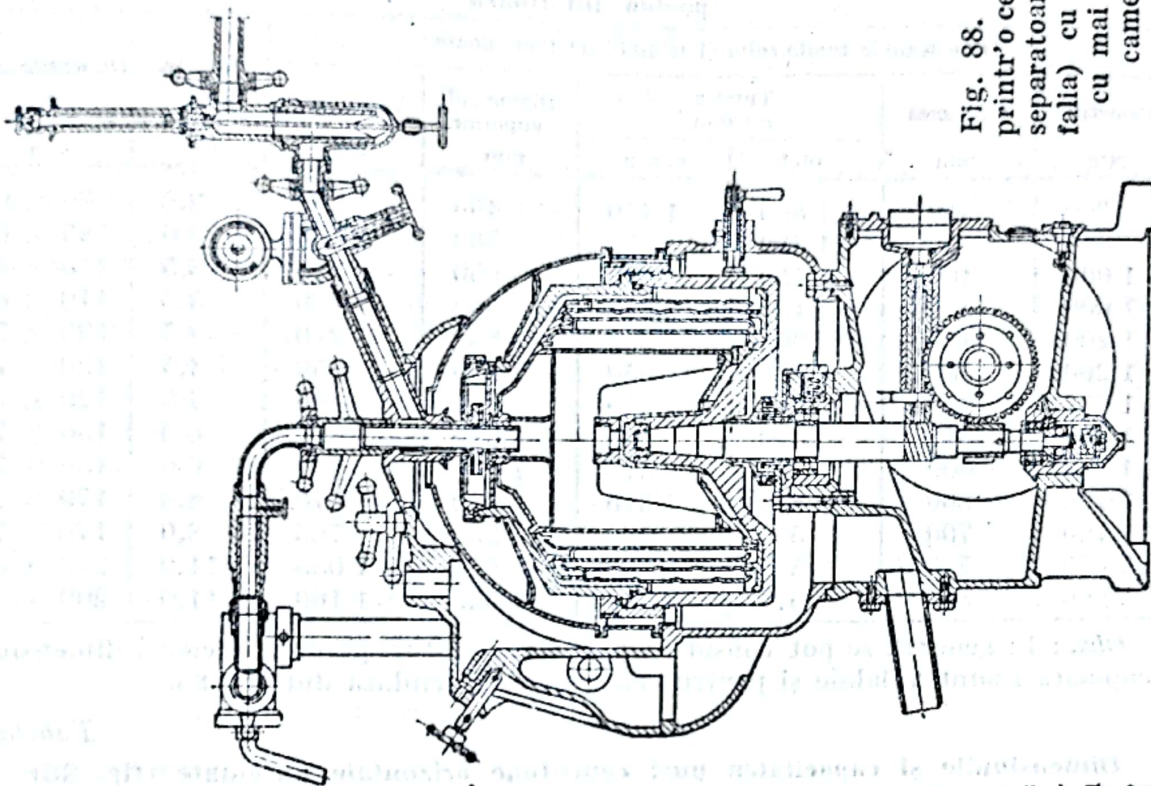


Fig. 88. Secțiune printr'o centrifugă separatoare (Westfalia) cu tambur cu mai multe camere.

Tabela 8

Dimensiunile și caracteristicile unei centrifuge cu tambur filtrant, cu golire la partea inferioară

Dimensiunile tamburului și regimul de funcționare						Puterea în mers CP	Dimensiunile curelei mm
Diametrul mm	Înălțimea mm	Turația rot/min		Diametrul superior mm	Volum inel litri		
		oțel	cupru				
700	350	1 650	1 150	450	100	2,8	75 × 6
850	400	1 350	950	560	155	3,0	85 × 6
1 000	400	1 150	800	650	215	3,5	110 × 6
1 000	500	1 150	800	650	260	3,5	110 × 6
1 200	400	960	650	830	290	4,5	120 × 7
1 200	500	960	650	830	350	4,5	120 × 7
1 200	600	960	650	830	405	4,5	120 × 7
1 400	500	820	575	1 010	450	6,0	150 × 7
1 400	600	820	575	1 010	520	6,0	150 × 7
1 700	600	675	510	1 300	670	8,0	170 × 7
1 700	700	675	510	1 300	760	8,0	170 × 7
2 000	700	575	430	1 550	1 035	11,0	200 × 8
2 000	800	575	430	1 550	1 160	11,0	200 × 8

Obs.: În general, se pot considera patru încărcături pe oră. Aceleași dimensiuni și capacități sunt valabile și pentru centrifuga suspendată din fig. 85.

Tabela 9

Dimensiunile și capacitatea unei centrifuge orizontale automate (fig. 86)

Dimensiunile tamburului și regimul de funcționare			Inelul de încărcătură			Puterea CP		Roata de curea		Numărul de încărcături/oră	Greutatea centrifugei kg
Diametrul mm	Înălțimea mm	Turația rot/min	Încărcătură kg	Volum litri	Grosime mm	Pornire	Mers	Diametrul mm	Lățimea		
900	400	700	140	85	80	9	1,5	250	100	10	—
1 200	400	600	250	157	120	12	2,5	400	140	8	2 500
1 500	400	550	350	250	150	18	4,0	500	150	6	3 900
2 000	500	500	600	540	200	20	7,0	600	200	4	6 500
2 500	750	400	1 200	1 270	265	80	10,0	800	250	3	13 500

Pentru dimensiunile $D = 2\,000$ și $H = 500$, centrifugând un terci cu două părți lichide și o parte solidă (bicarbonat de sodiu), operațiile sunt următoarele:

Încărcarea a 1 800 litri terci la 250 rot/min.	3 $\frac{1}{2}$ minute
Centrifugarea la 500 rot/min	2 $\frac{1}{2}$ „
Spălat cu aproximativ 100 litri apă	1 „
Centrifugarea (uscarea)	4 $\frac{1}{2}$ „
Golirea	3 „

Total durata unei operații 14 $\frac{1}{2}$ „

Pentru deshidratat 600 kg bicarbonat cu aproximativ 7% umiditate sunt deci necesare de 14 $\frac{1}{2}$ minute.

Acest model de centrifugă poate centrifuga substanțe (cristale) de mărimea 0–5 mm, care pot fi ușor evacuate de cuțit. Se poate centrifuga și material fibros cu lungimea de circa 4 mm (nitroceluloză, celuloză).

Fibrele cu lungime mai mare se scot din tambur cu ajutorul unui cilindru rotativ cu cuie.

XIII. PRESAREA

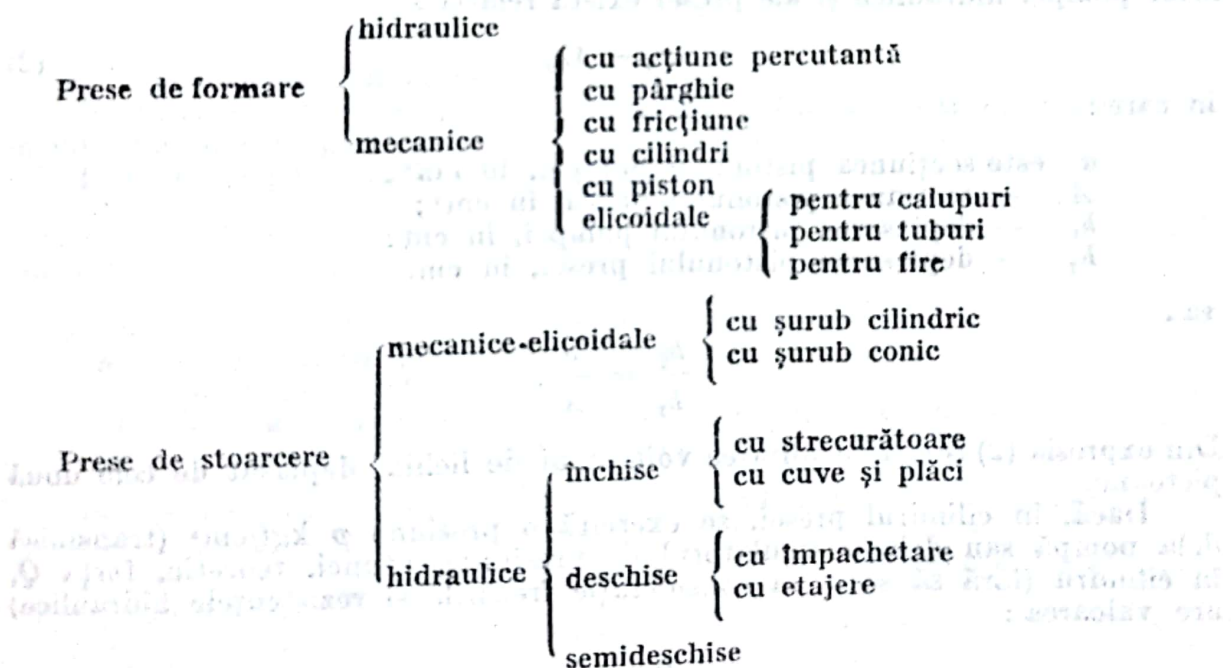
GENERALITĂȚI

Prin presare se înțelege exercitarea unei apăsări asupra materialului cu ajutorul unor unelte acționate manual sau mecanic, în vederea prelucrării acestui material prin deformare plastică, forfecare, asamblare, agregare sau în vederea separării componentului lichid.

Prin presare pot fi prelucrate materiale solide plastice sau aduse în stare plastică (metale, mase plastice, etc.), materiale solide topite (metale, sticlă), materiale pulverulente (praf de cărbune, pulberi ceramice, etc.), sau amestecuri eterogene solid-lichid (semințe oleaginoase, fructe).

Presarea se efectuează la rece sau la cald; ea se execută cu materialul uscat (metale, anumite sorturi de materiale ceramice, mase plastice), umezit cu apă (materiale ceramice) sau cu ajutorul unui liant (brichetarea cu liant a prafului de cărbune).

În această secțiune se descriu presele de brichetare sau formare și cele de stoarcere, folosite frecvent în industria chimică. Ele pot fi clasificate după schema următoare:



PRESE DE FORMARE

PRESE HIDRAULICE

La aceste prese se utilizează presiunea produsă și distribuită pe baza principiului lui Pascal, referitor la transmiterea presiunilor în lichide.

1. Principiul de funcționare

Presiunea hidrostatică exercitată asupra unui punct din masa unui lichid în echilibru, sub acțiunea forței gravitației, este dată de relația :

$$P = P_0 + \gamma h \quad (1)$$

în care :

- P este presiunea asupra punctului considerat, în kgf/cm^2 ;
- P_0 — presiunea asupra suprafeței libere a lichidului (presiune externă), în kgf/cm^2 ;
- γ — greutatea specifică a lichidului, în kgf/cm^3 ;
- h — adâncimea punctului față de suprafața liberă, în cm.

Pentru două puncte A și B ale lichidului asupra căruia se exercită presiunea P_0 , presiunile sunt :

$$P_A = P_0 + \gamma h_A; P_B = P_0 + \gamma h_B,$$

de unde rezultă că o modificare a presiunii externe, P_0 , este transmisă neschimbată în toate punctele vasului închis.

Considerând o etanșare absolută și admitând, teoretic, că lichidul din vas este necompresibil, între valorile deplasărilor și cele ale secțiunilor pistoanelor pompei hidraulice și ale presei există relația :

$$ah_1 = Ah_2 \quad (2)$$

în care :

- a este secțiunea pistonului pompei, în cm^2 ;
- A — secțiunea pistonului presei, în cm^2 ;
- h_1 — deplasarea pistonului pompei, în cm;
- h_2 — deplasarea pistonului presei, în cm.

sau

$$\frac{h_2}{h_1} = \frac{a}{A}.$$

Din expresia (2) rezultă egalitatea volumului de lichid, deplasat de cele două pistoane.

Dacă, în cilindrul presei, se exercită o presiune p kgf/cm^2 (transmisă dela pompă sau dela acumulatorul de presiune), atunci, teoretic, forța Q_1 în cilindru (fără să se ia în considerație frecările și rezistențele hidraulice) are valoarea :

$$Q_1 = ap$$

iar, în corpul de presare :

$$Q_2 = Ap$$

de unde :

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{A}{a} \quad \text{sau} \quad Q_2 = Q_1 \frac{A}{a} \quad (3)$$

expresie din care rezultă că, pentru o valoare mică a forței Q_1 , exercitată în cilindrul pompei sau al presei, se poate obține o valoare foarte mare pentru efortul Q_2 exercitat asupra materialului, în corpul de presare.

Viteza medie w , în cm/s, a deplasării pistonului pompei este :

$$w = \frac{h_1}{t} \quad (4)$$

Puterea teoretică a pompei sau a presei, în CP, este :

$$N = \frac{paw}{7500} = \frac{pV}{7500} \quad (5)$$

unde w este viteza pistonului presei, în cm/s.

Se observă că produsul $aw = V$ reprezintă volumul de lichid, în cm^3 evacuat pe secundă, din cilindrul pompei sau al presei. De obicei presiunea de regim p este de 200–400 kgf/cm^2 și, numai uneori, de maximum 600 kgf/cm^2 .

Presiunii p kgf/cm^2 din cilindrul presei îi corespunde un efort teoretic în presă, exercitat asupra materialului de presat :

$$Q_2 = Ap = \frac{\pi D^2}{4} p$$

unde D este diametrul cilindrului presei, în cm.

De fapt, presiunea este puțin mai mică, datorită frecărilor și pierderilor inevitabile. Aceste pierderi se pot deduce, aproximativ, astfel :

1. Pierderile în garniturile cilindrului :

$$R_1 = m\pi Dhpn \quad (6)$$

unde :

- m , este coeficientul de frecare, pentru garnituri ;
- h — înălțimea garniturii, în cm ;
- n — numărul cilindrului presei ;
- D — diametrul pistonului în cilindrul respectiv, în cm ;
- p — presiunea în cilindrul respectiv, în kgf/cm^2 ;

Pentru garniturile moi $m = 0,095$, iar pentru garniturile de piele (manșete) $m = 0,314$.

2. Pierderile de presiune prin folosirea unei contrapresiuni p_1 , în cilindri cu acțiune de retur :

$$R_2 = \frac{\pi d^2}{4} p_1 \quad (7)$$

unde :

- d este diametrul pistonului în cilindrul de retur ;
- p_1 — contrapresiunea de retur.

3. Forța de frecare în garniturile cilindrului de retur :

$$R_3 = m\pi dh_0 p_1 n_1 \quad (8)$$

unde :

h_0 este înălțimea garniturii în cilindru de retur ;

n_1 — numărul cilindrilor de retur.

Pentru garniturile moi, expresia devine

$$R_3 = 0,095 dh_0 p_1 n_1,$$

iar pentru garniturile de piele

$$R_3 = 0,314 dh_0 p_1 n_1.$$

4. Forța de frecare pe coloanele preseii variază în limite largi, în funcție, mai ales, de excentricitatea efortului și de modul mai mult sau mai puțin îngrijit în care au fost confecționate și montate elementele preseii. În general, această forță poate fi evaluată după relația :

$$R_4 = n_2 F_n m_1 \quad (9)$$

în care :

n_2 este numărul coloanelor ;

F_n — valoarea normală a efortului exercitat asupra coloanelor, în timpul funcționării preseii ;

m_1 — coeficientul de frecare.

N reprezintă o fracțiune (ε) din valoarea teoretică a efortului real de presare Q_2 :

$$F_n N = \varepsilon \frac{Q_2}{n_2} \quad (10)$$

Expresia pentru frecarea pe coloane devine :

$$R_4 = \varepsilon Q_2 m_1.$$

Valoarea medie pentru ε este 0,5.

Efortul util de presare se transmite în presă, în acest caz, cu valoarea :

$$Q_{pr} = Q_2 - R_1 - R_2 - R_3 - R_4.$$

La presele bine confecționate și montate corect $R_1 + R_2 + R_3 + R_4 = 0,1 Q_2$, iar expresia de mai sus devine :

$$Q_{pr} = 0,9 Q_2 = 0,9 \frac{\pi D^2}{4} p.$$

Efortul necesar (forța) ridicării părților mobile ale preseii (masa de presare). Ridicarea acestor părți poate fi considerată ca o mișcare uniform accelerată.

Dacă se notează cu :

Q_n — forța de ridicare a părților mobile ;

G — greutatea părților mobile ;

ΣR — suma rezistențelor întâmpinate (neglijând forța de inerție),

este necesar ca :

$$Q_n > G + \Sigma R \quad (11)$$

În această expresie :

$$R = P'_1 + R'_1 + R'_2 + R'_3$$

unde :

P'_1 sunt rezistențele hidraulice care trebuie învinse de piston în deplasarea sa ;

R'_1 — rezistențele de frecare în garniturile cilindrilor utili ai preselor ;

R'_2 — idem, pentru cilindrii de retur ;

R'_3 — rezistențele pe coloanele de susținere.

Pentru o presă bine centrată (montată neexcentric), $R'_3 = 0$; în acest caz, trebuie să existe relația :

$$Q_n > G + P'_1 + R'_1 + R'_2$$

sau, sub altă formă :

$$Q_n = \varphi (G + P'_1 + R'_1 + R'_2),$$

unde $\varphi > 1$.

Valoarea forței, care imprimă părții mobile accelerația necesară, este :

$$F = (\varphi - 1) (G + P'_1 + R'_1 + R'_2). \quad (12)$$

În această expresie :

G este greutatea reală a părților mobile ;

$$P' = n \frac{\pi D^2}{4} p_0 + \Sigma h_n ;$$

$$R'_1 = 0,095 D h p_0 n ;$$

$$R'_2 = 0,095 d h_0 p_1 n_1 ;$$

unde :

n este numărul cilindrilor de presare ;

D — diametrul pistonului ;

p_0 — presiunea medie în conducta de umplere ;

Σh_n — totalul rezistențelor hidraulice din rețeaua de umplere a presei ;

n_1 — numărul cilindrilor de retur ;

p_1 — presiunea cilindrilor de retur ;

d — diametrul pistonului din cilindrul de retur ;

h — înălțimea garniturii în cilindrii de presare ;

h_0 — înălțimea garniturii în cilindrul de retur.

Coeficientul φ este stabilit pe baza datelor practice.

Cu valorile numerice pentru G , P'_1 , R'_1 , R'_2 , pot fi calculate valorile pentru Q_n sau F .

Dacă se notează cu a' , accelerația de ascensiune a părților mobile ale presei, forța F are valoarea :

$$F = \frac{G a'}{g} \quad (13)$$

unde :

G este greutatea părților mobile ;
 g — accelerația pământescă ;
 a' — accelerația de ascensiune ;

iar

$$a' = \frac{2H}{t^2}$$

unde :

H este înălțimea de ascensiune ;
 t — timpul de ascensiune, care poate fi ușor determinat.

Durata ciclului util al unei prese hidraulice este :

$$T = T_1 + T_2 + T_3 + T_4 + T_5$$

unde :

T este durata ciclului util, în s ;
 T_1 — durata presiunii utile (timpul cât presa stă sub presiune) ;
 T_2 — durata ascensiunii părților mobile ;
 T_3 — durata umplerii cilindrilor utili ;
 T_4 — durata menținerii părților mobile în suspensie ;
 T_5 — durata schimbării sensului de mers al pistonului.

Notând cu :

h_1 — drumul pistonului în timpul presiunii utile ;
 h_2 — drumul părților mobile ;
 h_3 — drumul pistonului în timpul umplerii cilindrilor ;
 w_1, w_2, w_3 — vitezele medii ale pistonului și ale părților mobile, pe distanțele h_1, h_2, h_3 .

rezultă :

$$T_1 + T_2 + T_3 = \frac{h_1}{w_1} + \frac{h_2}{w_2} + \frac{h_3}{w_3} ;$$

valorile $h_1, h_2, h_3, w_1, w_2, w_3$, sunt caracteristice fiecărei prese și asupra lor nu se poate acționa fără să se modifice presa.

Valoarea T_4 depinde de procesul tehnologic, iar valoarea T este, în general, de 1–2 s. În acest caz, timpul T al unui ciclu util este :

$$\frac{h_1}{w_1} + \frac{h_2}{w_2} + \frac{h_3}{w_3} + T_4 + T_5 \quad (14)$$

iar numărul de cicluri :

$$n = \frac{60}{T} \text{ cicluri/min.}$$

Sensul de presare poate fi de sus în jos sau de jos în sus.

O presă hidraulică cu acționarea de sus în jos (fig. 1) se compune din următoarele părți. Pe un batiu este fixată masa presei, pe care se sprijină fixă, cu ajutorul unor piulițe. În lungul coloanelor poate aluneca placa mobilă pe care este fixat plungerul de presare 1. Acest plunger pătrunde în cilindru 2, fixat de placa 5. Materialul, presat în forma de presare de pe placa fixă, este scos cu ajutorul plungerului 9, care se află în cilindru 8. Pentru înapoierea plăcii mobile, după presare, se folosește plungerul 11, aflat în cilindru 10. Aceste prese au o largă folosire în industria maselor plastice.

La preșele cu acțiune de jos în sus (fig. 2), placa superioară este imobilă. Evacuarea produselor se face în timpul cursei de întoarcere, cu ajutorul unor dispozitive mecanice montate pe masa mobilă și pe placa superioară a presei.

Presarea produselor cu ajutorul acestor prese se face în forme de presare, cu matriță mobilă și cu plunger imobil.

Preșele cu acțiune de jos în sus prezintă următoarele avantaje față de preșele cu acțiune de sus în jos: a) stabilitate mare, ca urmare a amplasării joase a centrului de greutate; b) posibilitatea de montare a preselor cu un tonaj până la 1 000 t, fără fundații — direct pe planșeu, —

din cauza suprafeței mari a bazei presei; c) lipsa cilindrilor de evacuare, care provoacă cele mai mari pierderi de lichid de lucru, cum și opriri frecvente; d) schemă de conducere simplificată și distribuitor mult mai simplu; e) mai puține opriri pentru înlocuirea manșetei, deoarece există o singură etanșare cu manșetă; afară de aceasta, schimbarea manșete se face mult mai comod; f) posibilitatea de evacuare a produselor presate, fără o construcție prea complicată a formei de presare, ceea ce contribuie la ridicarea productivității presei.

Preșele cu acțiune de jos în sus necesită, însă, o fabricație mult mai îngrijită și de bună calitate; ele funcționează cu ajutorul uleiului mineral sau al unor emulsii speciale.

Folosirea uleiurilor minerale sau a emulsiilor speciale necesită cheltueli mari, care se compensează totuși, prin micșorarea numărului de opriri și de reparații ale utilajului.

2. Calculul diferitelor părți ale presei hidraulice

Plungerul de presare. Lungimea plungerului se calculează după lungimea cursei pe care o are de parcurs în timpul funcționării.

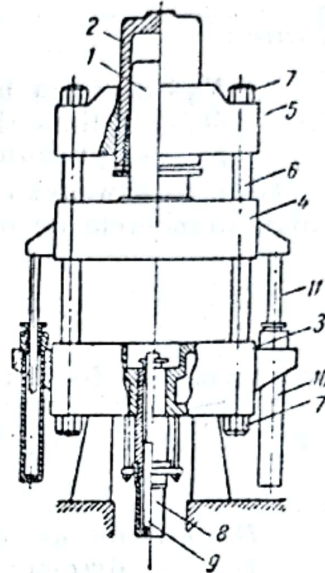


Fig. 1. Presă hidraulică cu acțiune de sus în jos:

- 1 — plunger de presare; 2 — cilindru; 3 — masa presei; 4 — placa mobilă; 5 — placă; 6 — coloane de oțel; 7 — piulițe; 8 — cilindru; 9 — plunger; 10 — cilindru; 11 — plunger.

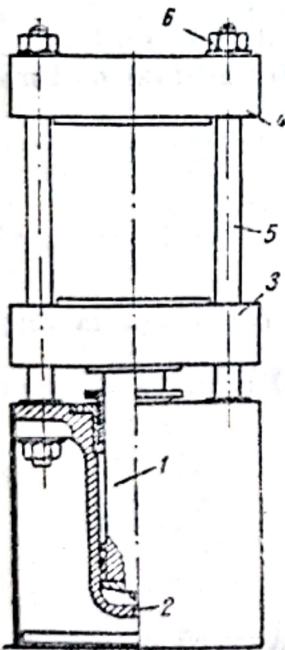


Fig. 2. Presă hidraulică cu acțiune de jos în sus:

- 1 — plunger diferențial; 2 — cilindru; 3 — placă mobilă; 4 — placă fixă; 5 — coloane; 6 — piuliță.

Diametrul plungerului de presare se stabilește cu formula :

$$D = \sqrt{\frac{4\,000 N_n}{\pi p}} \quad (15)$$

în care :

N_n este forța nominală a preseii, în t ;
 D — diametrul cilindrului de presare, în cm ;
 p — presiunea lichidului de lucru, în kgf/cm².

Dacă se lucrează cu plingere goale, diametrul interior trebuie să fie :
 pentru plingerele de oțel :

$$D_{in} = D_e \sqrt{\frac{\sigma_c = 1,73p}{\sigma_c}} - (0,3 \dots 0,5) \quad (16)$$

pentru cele de fontă :

$$D_{in} = D_e \sqrt{\frac{\sigma_c - 2p}{\sigma_c}} - (0,3 \dots 0,5) \quad (17)$$

unde :

D_e este diametrul exterior, în cm ;
 D_{in} — diametrul interior, în cm ;
 σ_c — rezistența la comprimare, în kgf/cm² ;
 p — presiunea lichidului de lucru, în kgf/cm².

Cilindrul de presare se execută din oțel cu rezistența de 50—60 kgf/mm².
 Diametrul interior al cilindrului de presare este cu 10—20 mm mai mare decât diametrul plungerului.

Diametrul exterior se calculează cu formula :

$$D_e = D_{in} \sqrt{\frac{\sigma_t}{\sigma_t - 1,73 p}} \quad (18)$$

în care notațiile sunt aceleași ca la plunger, iar σ_t este rezistența la întindere, în kgf/cm².

Fundul cilindrului, cu diametrul interior până la 350 mm, va avea grosimea :

$$\delta = (1,5 \dots 2,5) (r_e - r_i) \quad (19)$$

unde :

δ este grosimea fundului cilindrului, în cm ;
 r_i — raza interioară a cilindrului, în cm ;
 r_e — raza exterioară a cilindrului, în cm.

Tensiunea în material, la fund, nu trebuie să depășească tensiunea în material, la pereți.

Adâncimea totală a cilindrului se stabilește cu formula :

$$L = H + l_1 + l_2 + l_3 \quad (20)$$

în care :

L este adâncimea totală a cilindrului, în mm ;
 H — cursa plungerului, în mm ;
 l_1, l_2 — adâncimea găurii, după bușca de ghidare și etanșarea cilindrului, în mm ;
 l_3 — adâncimea părții sferice a cilindrului, în mm.

Elementele de etanșare ale cilindrului de presare. În fig. 3 este reprezentat un ansamblu de etanșare al cilindrului de presare al unei prese hidraulice.

Ansamblul de etanșare este legat, de obicei, de bușa de ghidare a plungerului.

Bușa de ghidare a plungerului se află într'un locaș de pe cilindru. Lungimea ei se calculează cu formula.:

$$L = (0,4 \dots 0,6) D \quad (21)$$

în care :

L este lungimea bușei de ghidare, în mm ;
 D — diametrul plungerului, în mm.

Grosimea bușei de ghidare variază în funcție de diametrul plungerului ; ea este de 6—12 mm. Bușa se execută din bronz.

Etanșarea legăturii mobile a plungerului cu cilindrul se obține cu ajutorul unor manșete. În fig. 4 este reprezentată etanșarea cu manșeta în formă de U. Această etanșare este folosită la prese hidraulice puternice, cu diametre mari ale plungerului, care funcționează în cicluri îndelungate. Etanșarea se face într'un locaș în peretele cilindrului, în care se așează manșeta de piele cu inele de distanțare, de curea cauciucată sau de piele tăbăcită. Lichidul din cilindru pătrunde în manșetă și, datorită presiunii, o apasă de peretele locașului și al plungerului ; astfel se realizează etanșarea legăturii. Pentru ca manșeta să reziste mult timp, plungerul trebuie să aibă o suprafață netedă, iar distanța dintre plunger și cilindru trebuie să fie minimă.

Construcția presei trebuie să facă posibilă coborîrea plungerului mai jos de etanșare, pentru înlocuirea manșetei.

În fig. 5 este reprezentată o etanșare, pentru prese, cu manșetă în formă de U.

Garnitura presetupei nu este un material de etanșare ; ea este folosită la ungerea plungerului și la protecția etanșării contra impurităților.

Se folosesc, de asemenea, etanșări cu manșete de piele în formă de acoperiș ; durata lor de serviciu este mai mare.

Durata normală de serviciu a manșetelor de piele în formă de acoperiș în cazul unor plingere șlefuite și al întrebuințării emulsiilor ca lichid de lucru, este de cel puțin șase luni ; dacă se întrebuințează ulei mineral, durata de serviciu se mărește până la un an și mai mult.

Mărirea temperaturii lichidului de lucru peste 40 °C produce uzura intensă a manșetelor.

Procesul de fabricație a manșetelor constă în impregnarea pielei, în curățirea și presarea ulterioară.

Manșete de înlocuitori de piele. Cei mai răspândiți înlocuitori sunt cei de țesătură cauciucată (fig. 6). În acest sistem, nu numai manșetele, ci și inelele din manșetă

sunt executate din țesătură cauciucată. Pentru etanșările cauciucate, care lucrează în ulei mineral, se folosesc calități speciale de țesătură cauciucată.

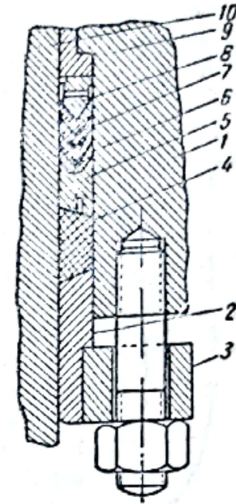


Fig. 3. Ansamblu de etanșare :

- 1 — cilindru de lucru ;
- 2 — presetupă ; 3 — flansa presetupei ; 4 — garnitura presetupei ; 5 — inel pentru manșetă ; 6 — manșetă în formă de acoperiș ; 7 — garnitură de legătură ; 8 — inel ; 9 — bușă de ghidare ; 10 — plunger de presare.

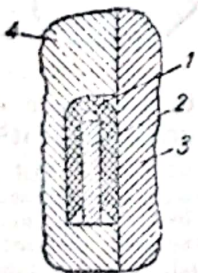


Fig. 4. Manșetă în formă de U. :

- 1 — manșetă ; 2 — inel de distanțare ; 3 — plunger ; 4 — cilindru.

Manșetele de țesătură sunt presate în forme, la prese cu încălzire cu abur și răcire cu apă. Înainte de presare se face grafitarea, în vederea micșorării coeficientului de frecare.

Manșetele de țesătură cauciucată se caracterizează prin coeficienți de frecare mari și necesită o strângere prealabilă a etanșării; datorită acestui fapt, ele sunt mai apropiate de garnituri decât de manșete.

În ultimul timp se folosește, ca înlocuitor de piele, o masă plastică confecționată pe bază de clorură de polivinil. Aceasta se caracterizează prin coeficienți de frecare mici; dacă lucrează însă în apă, ea pierde elasticitatea și se uzează repede.

Flanșa presetupei se execută din oțel.

Diametrul exterior al flanșei se ia :

$$D_e = D_1 + 2d \quad (22)$$

unde :

D_e este diametrul exterior al flanșei presetupei, în mm ;
 D_1 — diametrul pe circumferința prezoanelor, în mm ;
 d — diametrul prezoanelor, în mm.

Distanța dintre centrele prezoanelor se ia de 3—4 diametri. Prezoanele au diametrul de cel puțin 16 mm, pentru a nu se rupe la eforturi de întindere.

Grosimea flanșei se ia (după Timoscenco) :

$$\delta = \sqrt{\frac{6Qa}{\pi D_i \ln \frac{D_e}{D_i} \sigma_{inc}}} \quad (23)$$

unde :

δ este grosimea flanșei, în cm ;
 a — distanța de la linia mijlocie a prezonului până la linia mijlocie de reazem a presetupei, în cm ;
 D_i — diametrul interior al flanșei presetupei, în cm ;
 D_e — diametrul exterior al flanșei presetupei, în cm ;
 Q — sarcina totală pe buloane, în kgf ;
 σ_{inc} — tensiunea admisibilă la încovoiere, în kgf/cm².

Cilindrii de acțiune inversă. Așezarea acestor cilindri, la presele cu presiune superioară, poate fi diferită :

1) ambii cilindri sunt fixați în locașuri din masa preseii, iar plungerii sunt uniți cu inele fixate de plăcile mobile (v. fig. 1) ;

2) cilindrii sunt așezați în centru, deasupra cilindrilor de presare ; o astfel de așezare mărește înălțimea totală a preseii.

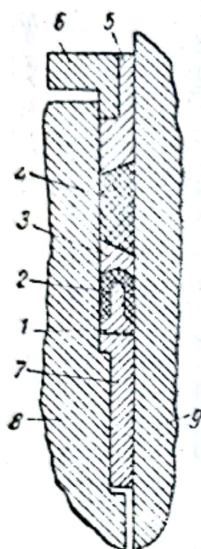


Fig. 5. Etanșare pentru prese, cu manșetă în formă de U :

1 — inel în manșetă ;
 2 — manșetă ; 3 — inel pe manșetă ; 4 — garnitură presetupei ;
 5 — presetupă ;
 6 — flanșă presetupei ;
 7 — bușă de ghidare ;
 8 — cilindru ;
 9 — plunger.

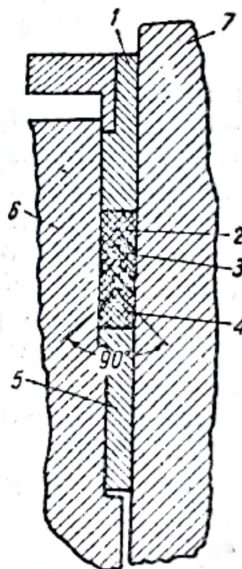


Fig. 6. Etanșare de țesătură cauciucată :

1 — presetupă ; 2 — inel pe manșetă ; 3 — manșetă ;
 4 — inel în manșetă ;
 5 — bușă de ghidare ;
 6 — cilindru ; 7 — plunger.

Forța necesară pentru cilindrii de acțiune inversă este de aproximativ 11–15% din cea pentru cilindrul de presare.

Calculul cilindrului de acțiune inversă este identic cu cel al cilindrului de presare.

Plungerii cilindrilor de acțiune inversă ai preselor de tonaj mic, cu cursă lungă, trebuie verificați la flambaj.

Cilindrii de împingere. Scoaterea produselor din forme la presele hidraulice se face cu ajutorul unor cilindri hidraulici de împingere.

Acești cilindri, spre deosebire de ceilalți, execută curse directe și inverse, ceea ce se obține prin folosirea plungerilor diferențiali; ei sunt de două tipuri: cu etanșare fixă și cu etanșare mobilă (fig. 7).

Etanșarea împarte cilindrul în două părți: cea inferioară, de cursă directă, și cea superioară, de cursă inversă.

Cilindrii de împingere sunt calculați după aceleași formule ca și cei de lucru.

Cilindrii de împingere cu etanșări fixe sunt mai lungi și mai grei decât cei cu etanșări mobile, însă prezintă mai multe avantaje, deoarece în acest caz, se uzează plungerul și nu cilindrul, ceea ce ușurează și ieftinește reparațiile. Acest lucru este important, mai ales, la presele cu apă, la care uzura pieselor este mai mare decât la cele cu emulsii.

Inconvenientul principal al preselor cu acțiune de sus în jos îl reprezintă cilindrul de împingere care se află sub masa presei, parțial îngropat, ceea ce îngreuează deservirea și reparațiile lui.

Masa presei hidraulice este o piesă turnată din fontă, goală în interior, cu nervuri interioare de rigidizare. În ea sunt practicate orificii pentru cilindrul de presare, pentru coloane, cum și nervuri pentru fixarea cilindrilor de acțiune inversă. Axele orificiilor pentru coloane trebuie să fie perfect perpendiculare pe suprafața de lucru a mesei.

Sub influența sarcinii, masa este supusă la eforturi de încovoiere. Valoarea maximă a momentului de încovoiere se determină cu formula:

$$M_{max} = \frac{P_n}{4} (l - l_1) \quad (24)$$

în care:

P_n este efortul nominal al plungerului de presare, în kgf;

l — distanța dintre axele coloanelor, în cm;

l_1 — distanța minimă dintre centrele de apăsare, în cm.

Tensiunea maximă în materialul mesei se calculează cu formula:

$$\sigma_{inc} = \frac{M_{max} Y}{I_{x1}} \quad (25)$$

în care:

σ_{inc} este tensiunea din fibra opusă sarcinii la încovoiere, în kgf/cm²;

Y — distanța dela fibra cea mai îndepărtată la centru, în cm;

I_{x1} — momentul de inerție față de axa XX_1 , care trece prin centru de greutate al secțiunii mesei, în cm⁴.

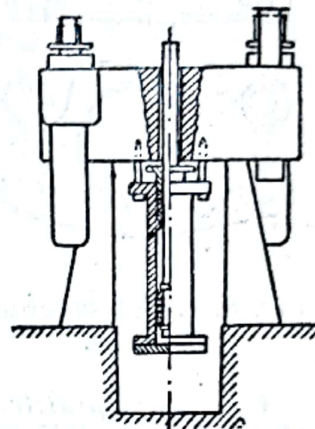


Fig. 7. Cilindru de împingere.

Placa mobilă este turnată din fontă. Cuplarea plungerului cu placa mobilă nu trebuie să fie rigidă.

Placa se calculează la încovoiere, în poziția în care se reazemă pe limitatorii de cursă.

Momentul de încovoiere se determină cu formula :

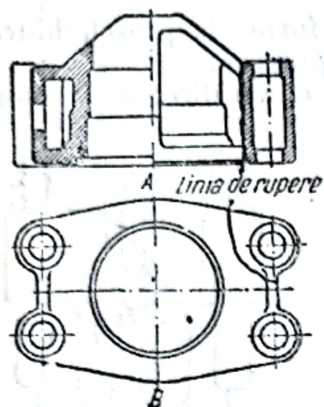


Fig. 8. Capul superior al presei.

$$M_{max} = \frac{P_n}{4} \left(l - \frac{l_1}{2} \right) \quad (26)$$

în care :

P_n este efortul nominal al plungerului, în kgf ;

l — distanța dintre stâlpi, în cm ;

l_1 — diametrul suprafeței de reazem de sub plunger, în cm.

Capul superior al presei este piesa pe care se fixează cilindrul de lucru al presei cu acțiune de sus în jos ; el primește eforturile cilindrului de lucru și le distribuie pe coloanele presei (fig. 8).

Capul superior al presei se execută din fontă F.C. 22-41 și se calculează în mod asemănător cu placa mobilă.

Coloane și piulițe. Lungimea coloanelor presei depinde de distanța maximă dintre placa mobilă și masa presei.

Spre deosebire de presele de forjat, presele de brichetare au eforturi precis determinate, care coincid cu axa geometrică a presei și, deaceia, coloanele sunt supuse numai la eforturi de întindere.

Efortul de calcul pentru coloane se determină cu formula :

$$P_1 = 1,2 \frac{P_n}{n} \quad (27)$$

în care :

P_1 este efortul de calcul, în kgf ;

P_n — efortul nominal al plungerului de presare, în kgf ;

n — numărul coloanelor ;

1,2 — coeficient experimental.

Secțiunea de calcul este secțiunea fără filet.

Diametrul interior al filetului coloanelor se determină cu formula :

$$d_1 = \sqrt{\frac{4P_1}{\pi\sigma}} \quad (28)$$

Pentru a împiedica înțepenirea, filetul coloanelor preselor hidraulice puternice se face, de obicei, trapezoidal, cu o înclinare de 45° , iar piulițele se fac asamblate din două jumătăți, sau cu o tăietură care se strânge în timpul fixării cu buloane.

3. Pompe hidraulice

Presele hidraulice primesc presiunea necesară, fie direct dela pompe, fie prin intermediul acumulatorilor.

Lucrul direct se face la instalațiile mici sau la cele care funcționează automat.

Pompele hidraulice (fig. 9) pot fi cu doi sau cu mai mulți cilindri; în ultimul caz, cilindrii pot presa în mai multe trepte (presiune joasă, medie și înaltă), pentru a folosi presiunea joasă separat la diferiții cilindri ai presei. În tabela 1 sunt date caracteristicile pompei verticale cu trei cilindri.

O mare răspândire au pompele cu pistoane dispuse radial, deoarece ele au gabarite mici și se construiesc cu sisteme de conducere care permit cicluri de lucru variate.

Pompele centrifuge cu o treaptă de presiune au o folosire limitată, ca: umplerea rezervoarelor la sistemele închise de circulație a apei sau umplerea prealabilă a cilindrilor principali; în ultimul caz, în timpul cursei utile, pompa centrifugă se conectează pentru alimentarea pompelor de presiune înaltă.

Pompele centrifuge cu mai multe trepte (de obicei, maximum șase trepte) sunt folosite până la presiuni de 85–100 kgf/cm².

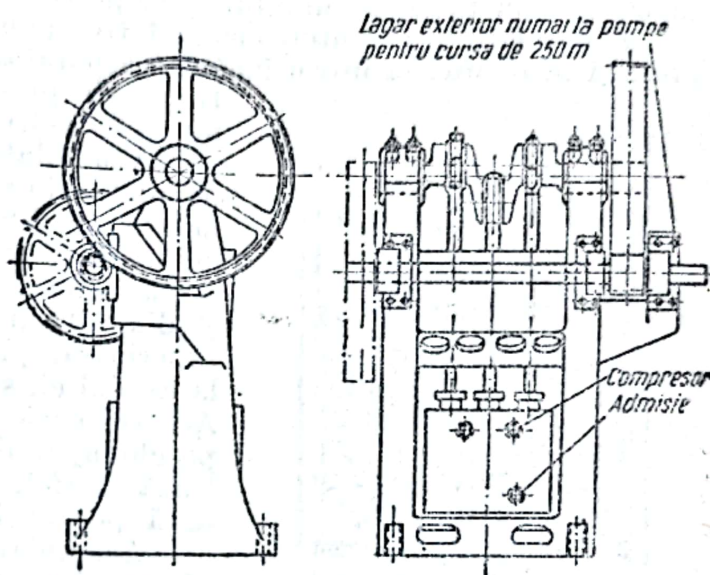


Fig. 9. Pompă pentru prese hidraulice.

Tabela 1

Caracteristicile pompei verticale cu trei cilindri

Cursa pistonului mm	Diametrul pistonului mm	Presiunea de lucru kgf/cm ²	Curse pe minut	Alimentarea litri/min	Puterea electromotorului CP	Diametrul tubului interior mm	
						aspirație	refulare
100	20	300	150	13	11	25	25
100	25	200	150	20	11	25	25
150	20	300	130	17	14	25	25
150	25	200	130	26	15	32	32
200	30	300	115	45	37	32	32
200	35	200	115	60	33	38	32
250	35	300	105	70	57	50	38
250	45	200	105	125	68	64	50

Pompele centrifuge cu mai multe trepte sunt utilizate la preesele fără acumulatori, de puteri mici (cu efort până la 800 t).

4. Acumulatori de presiune

Acumulatorii de presiune hidraulică servesc la înlăturarea variațiilor în distribuția presiunii hidraulice la prese.

Acumulatorii se intercalează între pompele hidraulice și bateriile de prese și se montează într-o încăpere separată. Când se lucrează cu mai multe

trepte de presiune, se montează câte un acumulator pentru fiecare treaptă de presiune.

Acumulatorii cu contragreutate se fixează pe un postament solid (fig. 10), pe care se montează cilindrul de presiune; în cilindrul de presiune se mișcă un plunger, construit din fontă neporoasă pentru presiuni joase și medii, și din oțel pentru presiuni înalte. La partea superioară, plungerul susține o traversă, care, la rândul ei, susține o cutie mare cu greutăți. Această cutie poate aluneca în sus sau în jos pe ghidajele din coloane. Greutatea se calculează astfel, încât să se atingă presiunea dată pe centimetrul pătrat.

Acumulatorii funcționează automat, astfel că atunci când presiunea maximă a fost atinsă, un aparat de siguranță, montat la partea superioară, deschide robinetul de retur al pompei hidraulice.

În fig. 11 este reprezentată schema de blocare a acumulatorului de presiune cu contragreutăți.

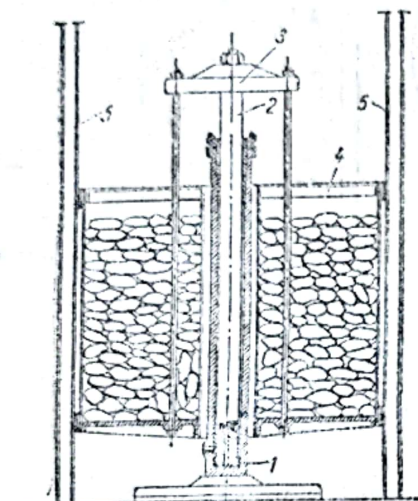


Fig. 10. Schema acumulatorului de presiune:

- 1 - cilindru de presiune; 2 - plunger;
3 - traversă; 4 - cutie cu greutăți;
5 - coloane.

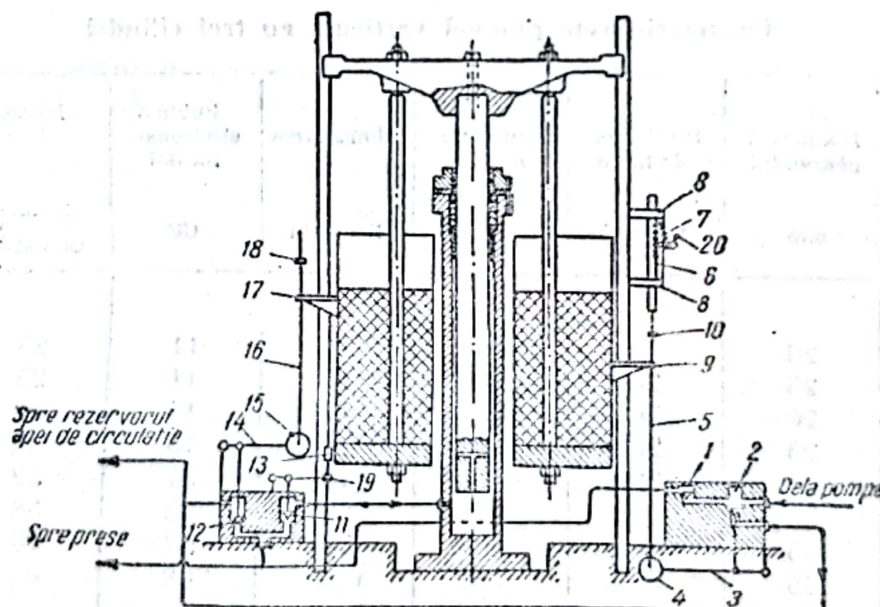


Fig. 11. Schema de blocare a acumulatorului de pornire cu greutăți:

- 1 - supapă de retur; 2 - supapă; 3, 14, 19 - pârghii; 4, 15 - greutăți; 5, 16 - tije;
6 - cremieră; 7 - clicheț; 8 - ghidaj; 9, 17 - suport; 10, 18 - inel de siguranță;
11 - supapă de laminat; 12 - supapă de siguranță; 13 - opritor; 20 - bolt de comandă a clichețului.

Acumulatorii de aer comprimat sunt constituiți din cilindri sau din tuburi de oțel (fig. 12), în care lichidul de presare comprimă aer și care funcționează ca acumulatori prin contrapresiune. Ei ocupă un spațiu mai mic dar prezintă pericol de explozie.

În fig. 13 este prezentată schema unei stații de pompe și acumulatori, care funcționează sub presiune înaltă.

Stația se compune din trei pompe de presiune înaltă 1, dintre care una este de rezervă, din acumulatorul de înaltă presiune 2, comutatorul preselor 5 și rezervorul pentru lichid 3.

Pompele sunt alimentate cu lichid din rezervor; lichidul este dirijat, cu ajutorul comutatorului, în rețeaua secției de presare și la acumulator.

În procesul de funcționare a unei instalații, în funcție de consumul de lichid de lucru se modifică continuu gradul de umplere al acumulatorului și, deci, și poziția cutiei lui cu greutăți.

În poziție superioară, cutia de greutăți schimbă funcționarea pompelor în sensul evacuării, cu ajutorul comutatorului 5; preșele sunt alimentate, un timp oarecare, cu lichid de presiune înaltă din acumulator.

Când cutia cu greutăți coboară până la un anumit nivel, are loc comutarea pompelor, pentru ca să lucreze în conducta principală de presiune înaltă.

Când consumul de lichid este mic, nu este rațional să se execute o umplere

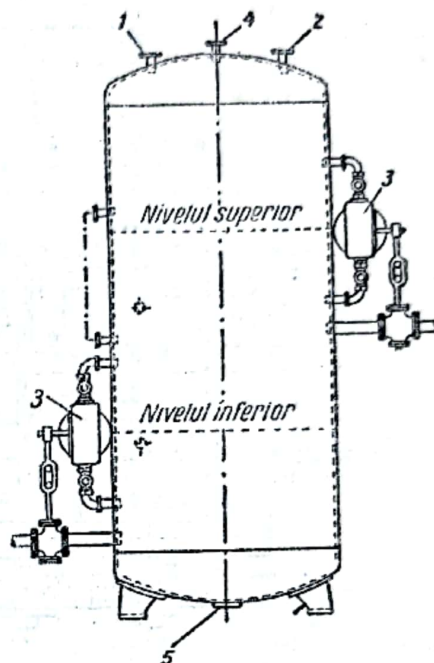


Fig. 12. Acumulator pneumatic pentru presiune joasă:

- 1 — racord pentru supapa de siguranță;
- 2 — racord pentru fixarea manometrului;
- 3 — cameră cu plutitor; 4 — racord pentru evacuarea aerului; 5 — racord de scurgere.

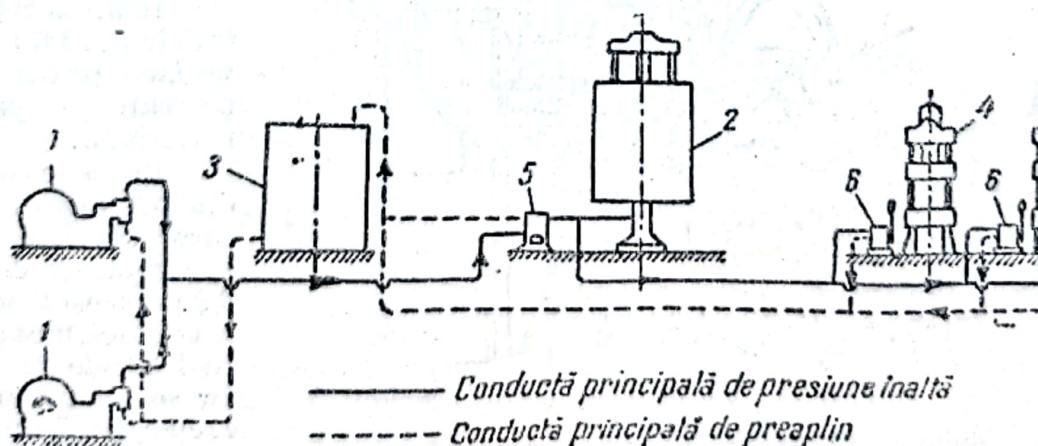


Fig. 13. Schema unei stații de pompe și acumulatori:

- 1 — pompă de presiune înaltă; 2 — acumulator cu greutate; 3 — rezervor pentru lichidul de lucru; 4 — preșă; 5 — comutator al preselor; 6 — distribuitor.

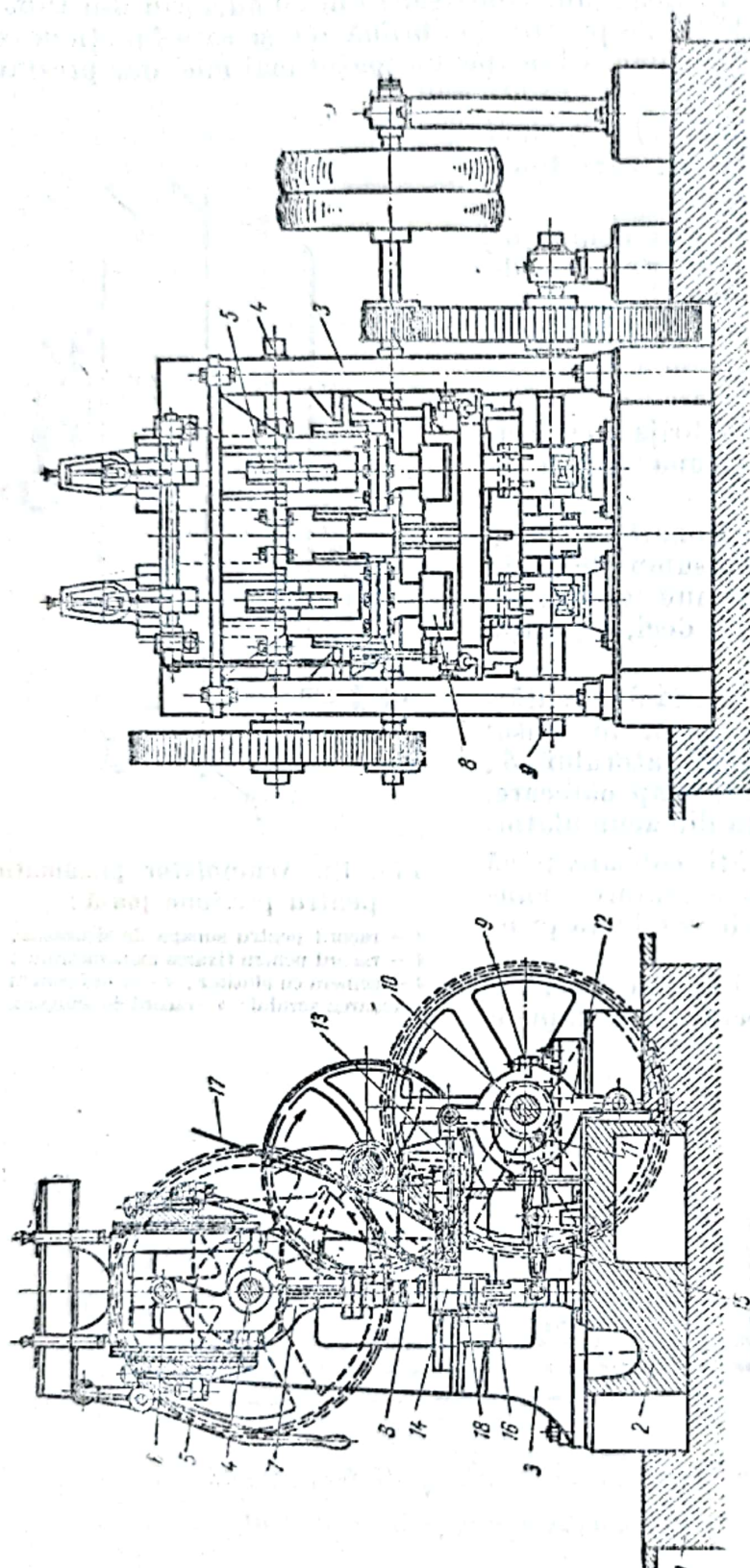


Fig. 14. Presă cu acțiune prin șoc.

prealabilă a cilindrilor de lucru cu lichid sub joasă presiune, deoarece această legătură reprezintă o complicație a schemei stației de pompe și acumulatori și a distribuitorilor preselor.

La instalațiile mari de presare, cu prese de peste 50 t, este rentabil să se folosească o umplere prealabilă a cilindrilor de lucru cu un lichid sub joasă presiune, deoarece astfel se face economie de energie.

PRESE MECANICE

1. Prese cu acțiune prin șoc

Materialul introdus în aceste prese nu este plastic, dar, sub influența presiunii exercitate asupra lui, se aglomerează și ia o formă pe care o păstrează după ce presarea a încetat.

În presa reprezentată în fig. 14, presarea se face printr'un șoc pe care îl primește materialul.

Presă se compune din postamentul 1, pe care se fixează un cadru masiv de fontă 2; pe acesta se montează doi montanți 3. În lagărele montanților se așează arborele 4, cu o camă dublă sau triplă 5, fixată de arbore. La rotirea lui,

cama se sprijină pe rola 6, fixată de cadrul de presare 7, ridicând totodată acest cadru pe al cărui capăt inferior se montează pistonul 8. La partea inferioară a presei se așează arborele 9, pe care este fixată cama 10. La rotirea

rolei 11, a camei, pe șanțul interior al pârghiei de culisă 12, aceasta din urmă comunică, prin tirantul 13, o mișcare de „du-te, vino” cutiei de încărcare 14. De la cama rolei, prin pârghia 15, se pune în mișcare dispozitivul de împingere 16.

Materialul de presat trece în presă prin tubul 17, căzând apoi în cutia de încărcare 14, care îl împinge în celulele formei 18.

Procesul tehnologic decurge în modul următor: la una dintre ridicările cadrului de presare cu pistonul, cutia de încărcare este adusă în celulele formei. Cadrul de presare, a cărui rolă alunecă de pe proeminența camei 5, cade sub acțiunea greutății sale, producând în același timp prima presare a masei. Camele 5 ridică din nou cadrul de presare. În acest timp, cutiile de încărcare se întorc sub cutia fixă, cu ajutorul dispozitivului descris mai sus. Apoi se produce a doua presare. După ce materialul a fost presat complet, dispozitivele de împingere 16, la ridicarea cadrului de presare, scot din formă produsul presat, aducându-l pe masă.

Pereții formei, pistonul și împingătorul pot fi încălziți cu abur (la presiunea de 1—2 at).

Avantajul acestor prese constă în simplitatea lor.

Presele sunt folosite pentru cărămizi fabricate din material semiuscăt și pentru brichetarea cărbunilor.

În fig. 15 este dată schema cinematică a unei prese de tabletat, cu funcționare automată.

2. Prese cu pârghie

La aceste prese, transmiterea presiunii se face prin intermediul unei pârghii. În fig. 16 este reprezentată o presă cu pârghie.

Presă este pusă în mișcare de electromotorul 1, printr-o transmisie cu curele. La cuplarea manșonului cu fricțiune, mișcarea se transmite, prin sistemul roților dințate 2, 3, 4 și 5 arborelui cotit 6. De la arborele cotit, mișcarea se comunică, prin biela 7, pârghiei superioare de presare 8 și celei inferioare 9. Pârghia superioară este articulată cu

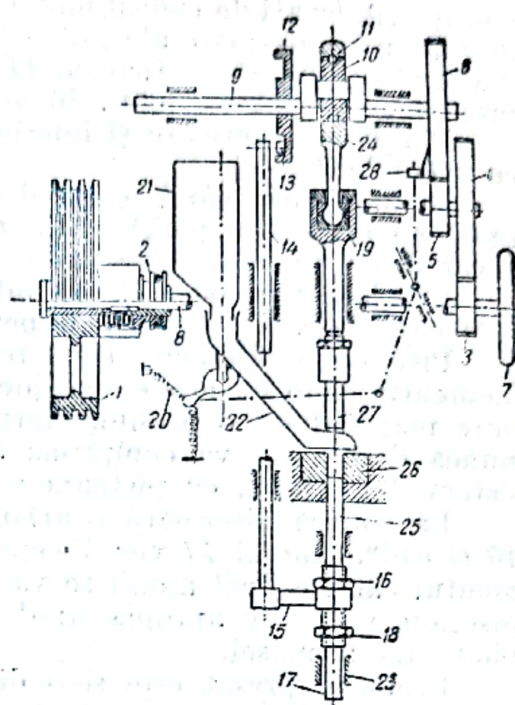


Fig. 15. Presă pentru tabletat :

1 — roată pentru curele trapezoidale; 2 — roți cu fricțiune; 3, 4, 5 și 6 — angrenaje; 7 — volant; 8 — arbore; 9 — arbore cotit; 10 — disc excentric; 11 — șurub fără sfârșit; 12 — camă; 13 — rolă; 14 — tijă; 15 — braț de antrenare; 16, 18 — regulatori; 17 — tijă filetată; 19 — patina capului de cruce; 20 — arc; 21 — siloz; 22 — alimentator; 23 — ghidaj; 24 — bielă; 25 — împingător; 26 — matriță; 27 — piston; 28 — rolă.

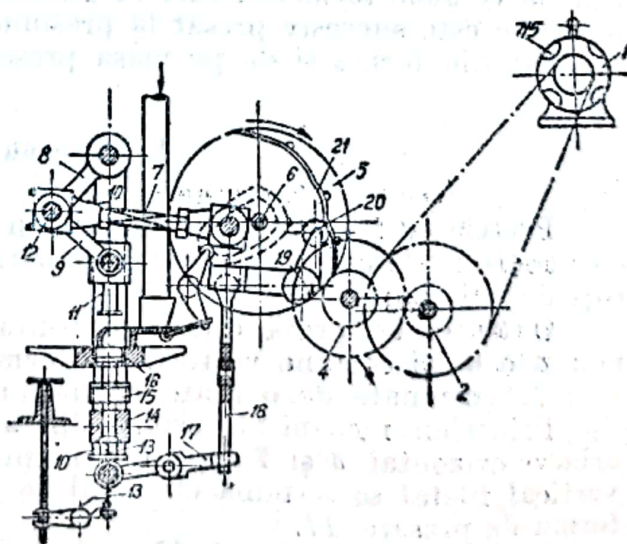


Fig. 16. Presă cu pârghie.

tiranții 10, legați de cadrul mobil inferior 14, Pistoanele de sus 11 sunt fixate de pârghiile inferioare ale presei. După ce celulele formeii au fost umplute cu material de presat, pistoanele 11 de sus încep să coboare, producând presarea preliminară a materialului. În această fază, pistoanele de jos rămân imobile.

Pârghiile superioare și inferioare de presare sunt legate, prin articulație, cu arboarele 12.

În momentul când pistonul coboară, presiunea asupra materialului este egală cu greutatea pârgiei inferioare a presei, cu greutatea pistoanelor și a capului de presă.

Pârghia superioară și cea inferioară continuând să se deplaseze, pistoanele superioare devin fixe în perioada micșorării spațiului.

Pistoanele inferioare sunt reținute în timpul presării prin arcul 13. În momentul când nu mai există joc în articulația pârghiilor presei, se va transmite materialului o presiune forțată de la sistemul de pârgii al presei. Presiunea dezvoltată va comprima arcul 13 și va provoca coborîrea întregului sistem de presare, cu pistoanele superioare și inferioare.

La rotirea ulterioară a arborelui cotit și la deplasarea bieiei 7, tiranții 10 și cadrul mobil 14 vor începe să se deplaseze liber în sus, până în momentul când cadrul mobil se va rezema de rebordurile 15; în acest moment, pistoanele se vor apropia unul de celălalt reciproc, asigurând presarea bilaterală a masei.

Produsul presat este scos din celulele formeii cu ajutorul sistemului de pârgii 17, 18, 19. La capătul pârgiei 19 se așează rola 20, care se poate roti cu ghidajul profilat 21 fixat de roata dințată 5.

3. Prese rotative

Presele rotative sunt prese de mare producție, cu funcționare continuă. Ele pot fi cu piston sau cu pârgii.

Materialul supus presării este adus, cu ajutorul unui alimentator special, la celulele formelor, care se găsesc pe o masă rotativă; materialul aflat în celule este succesiv presat la presiune joasă, apoi înaltă și, în sfârșit, este evacuat din formă și de pe masa presei. Operațiile se fac automat.

4. Prese cu fricțiune

Presele cu fricțiune sunt mașini în care presarea se face printr'un piston cu arbore filetat pe care se află o roată, antrenată prin frecare de cele două roți de acționare.

O astfel de presă este reprezentată în fig. 17. Pe fundamentul 1 sunt montate două coloane verticale 2, terminate cu două brațe care susțin roțile 6 și 7, antrenate de o roată de acționare.

Printr'un mecanism format din arcul 3 și brațul 8, cele două roți cu arbore orizontal 6 și 7 antrenează, prin fricțiune, roata 5, al cărei arbore vertical filetat se termină cu capul de presare 10, care intră (sau iese) din forma de presare 11.

Materialul din silozul 12 este scos, succesiv, de sania 14, acționată de brațul 15, și adus în forma de presare. Apoi capul de presare este apăsător asupra materialului și îl presează în una sau în două trepte; după aceea, el se retrage, deoarece roata 5 este antrenată de cealaltă roată cu arbore orizontal.

Bricheta obținută este scoasă din formă cu un contrapiston și este trecută pe masa de evacuare.

Punerea și scoaterea din funcțiune a presei se fac cu piciorul, printr'un mecanism cu pârghie 16.

Presiunea realizată în presele cu fricțiune este de maximum 300 kgf/cm².

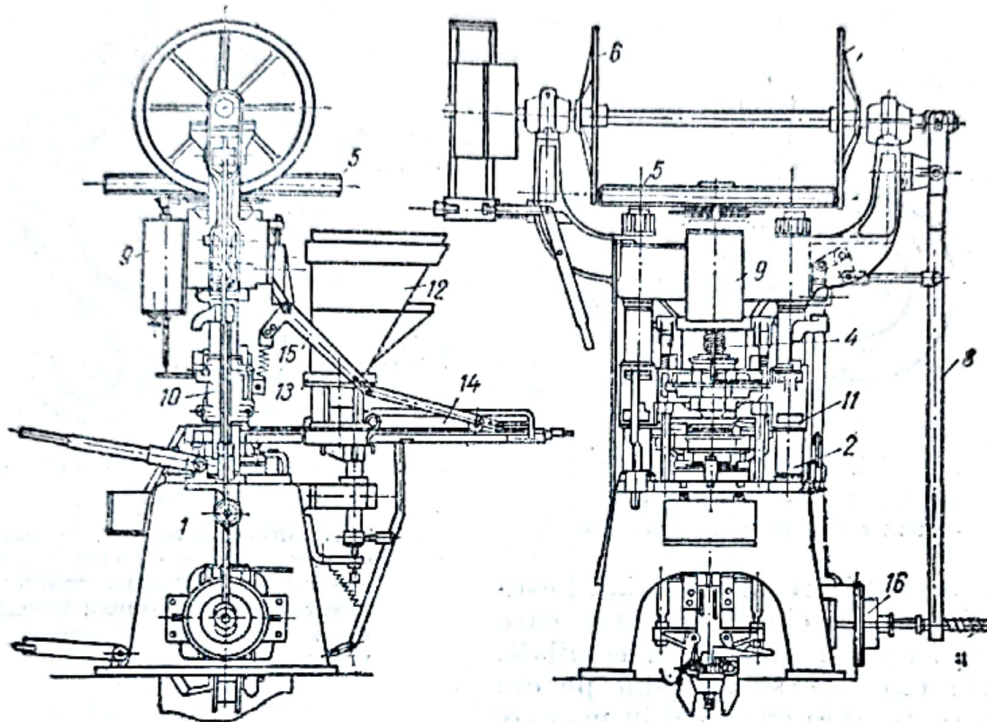


Fig. 17. Presă cu fricțiune :

1 — fundație; 2 — coloane; 3 — arc; 4 — filet de presare; 5 — roată; 6, 7 — roți cu arbore orizontal; 8 — braț de pârghie; 9 — releu; 10 — cap de presare; 11 — forma de presare; 12 — siloz; 13 — gura silozului; 14 — sanie; 15 — braț de pârghie; 16 — mecanism de punere și scoatere din funcțiune.

Presele cu fricțiune sunt folosite pentru plăci de mase plastice, plăci de faianță, capsule de șamotă, praf de cărbune, etc.

Masa și pistonul presei pot fi încălzite.

Puterea motorului este de 2,2—6 CP.

5. Prese de formare cu cilindri

Aceste prese au funcționare continuă și producție mare. O presă cu cilindri se compune dintr'un batiu, care suportă palierile cilindrilor și mecanismul de antrenare, din cilindrii de presare și din alimentatorul constituit dintr'un recipient cilindric.

Cilindrii sunt confectionați din miez de fontă, pe care se îmbracă, la cald, cămăși de oțel cu mare rezistență la abraziune. În cămășile de oțel sunt frezate alveole care închid (în perechi) spațiul în care se presează materialul de presat distribuit de alimentator.

Cilindrii sunt antrenati în sensuri contrare prin intermediul unor roți dințate fixate pe arborele lor. Palierile permit reglarea distanței dintre arborele cilindrilor, pe măsură ce cămășile lor se uzează.

Diametrul cilindrilor este de 400—1 000 mm, iar producția, de 5—60 t/h.

În fig. 18 este reprezentată o presă cu cilindri cu diametrul de 1 m, cu 6 rot/min. Această presă, poate da, aproximativ, 200 t brichete în 24 de ore. Un tip special de presă cu cilindri este cel din fig. 19.

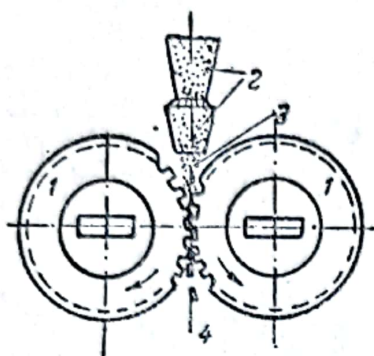


Fig. 18. Presă cu cilindri :

1 - cilindri de presare; 2 - pâlnie;
3 - material de presat; 4 - brichete.

În această presă, materialul este presat între doi cilindri, dintre care unul se rotește în interiorul celuilalt. Cilindrul exterior se sprijină pe doi cilindri, care îl antrenează în mișcare de rotație, și are, la suprafața interioară, canale pe direcția generatoarelor. Cilindrul interior are axul paralel cu axul cilindrului exterior, sprijinit în două paliere exterioare. Prin deplasarea cilindrilor de antrenare se poate regla distanța dintre cilindrii de lucru și, astfel, presiunea de lucru.

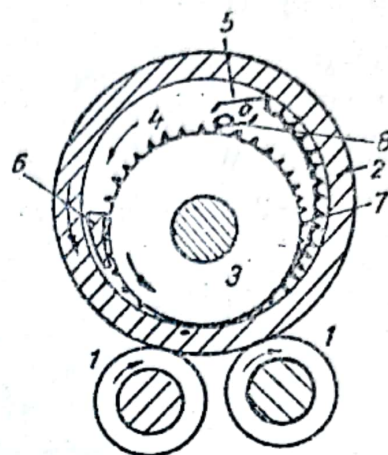


Fig. 19. Presă cu cilindru interior :

1 - cilindri de antrenare; 2 - cilindru de presare; 3 - cilindru interior;
4 - admisia pentru materialul de presat; 5 - racletă pentru brichete;
6 - ghidaj pentru materialul de presat; 7 - brichete; 8 - colector de brichete.

Presiunea poate atinge valoarea de 2000 at.

O astfel de presă consumă 10-15 kWh pentru a produce 1 t brichete.

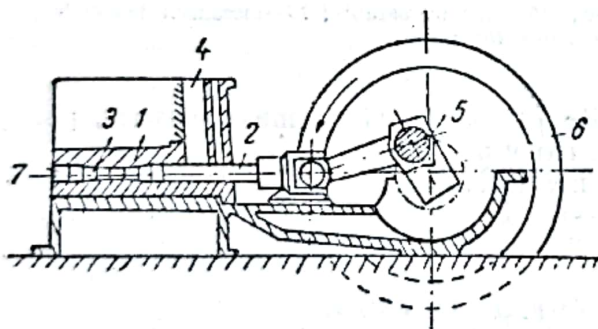


Fig. 20. Presă de brichetat, cu piston :

1 - canal de presare; 2 - piston; 3 - secțiune de trecere îngustă; 4 - canal de alimentare; 5 - manivelă; 6 - volant; 7 - matriță pentru brichete.

compune dintr'un batiu, pe care sunt fixați: corpul, constituit dintr'o placă fixă și una mobilă (așezată deasupra celei fixe), între care se fixează matrițele, care au la partea superioară canale de încălzire, iar la partea inferioară canale de răcire; alimentatorul, constituit dintr'o pâlnie în care se rotește un tambur pentru dozarea materialului; pistonul cu mecanismul bielă-manivelă. Presarea se execută între piston și șirul de brichete din matriță.

Presiunea de lucru este de 100 kgf/cm² și depinde de înălțimea matriței.

6. Prese de formare cu piston

La aceste prese (fig. 20), materialul preparat prin amestecare, fără liant, este presat în forme paralelipipedice fără fund, cu ajutorul unui piston antrenat de un mecanism bielă-manivelă. Presa se

7. Prese de injectare

În industria maselor plastice și a cauciucului se folosesc mult presele de formare prin injectare.

Metoda constă în următoarele: se încălzește compoziția până la fluiditate și, apoi, se introduce sub presiune, printr'un ajutoraj, într'o formă rece, unde are loc formarea și întărirea produsului. Spre deosebire de metoda de presare caldă, timpul de rămânere a produsului în formă este de numai câteva secunde. Astfel productivitatea preselor este mult sporită.

Un factor foarte important la turnarea sub presiune este respectarea temperaturii și a presiunii de turnare prescrise, care nu pot fi determinate decât experimental.

Metoda turnării sub presiune se aplică în prezent numai substanțelor termoplastice, deoarece compozițiile termoreactive, sub influența căldurii, pot să treacă în starea solidă înainte de a căpăta forma necesară.

Partea ciclului de fabricație care durează cel mai mult — încălzirea materialului — nu influențează productivitatea preseii, deoarece ea are loc în cilindru de material al mașinii.

În cazul turnării sub presiune, se reduce la minimum prelucrarea mecanică, deoarece, la umplerea formei închise cu material topit, nu mai rămân goluri, ci numai maselote care sunt îndepărtate cu ușurință. Deasemenea, nu este necesar

să se evacueze gazele, ceea ce trebuie prevăzut la presare.

Încărcarea materialului și a produsului finit sunt automatizate și nu necesită muncă manuală.

Presarea prin injectare permite să se execute produse fine cu un mare număr de armături și cu filet, ceea ce nu poate fi realizat prin presarea obișnuită.

Factorul esențial la turnarea sub presiune este temperatura la care produsul trebuie să aibă fluiditatea necesară, pentru a se evita tensiunile rămase în material. Curgerea substanței injectate trebuie să fie analoagă, prin caracterul ei, cu curgerea lichidelor obișnuite.

Presarea prin injectare este folosită și pentru executarea pieselor turnate din metale neferoase ușor fuzibile, și pentru prelucrarea aliajelor ușor fuzibile.

Schema de instalare și de funcționare a preseii prin injectare este dată în fig. 21.

Ansamblul cilindrului de material se compune din: cilindrul pentru material 1, pistonul pentru material 2, dozatorul 3, silozul de material 4, încălzitorul electric 5, tubul pentru termoregulator 6 și ajutorajul 7.

Ansamblul principal se compune din: suportul 8, arcu 9, placa mobilă 10, pe care este fixat poansonul 11, și placa mobilă 13. Matrița formei de turnare are un sistem de împingere, care se compune din traversa 14, din împingătorul 15 și din arcu 16.

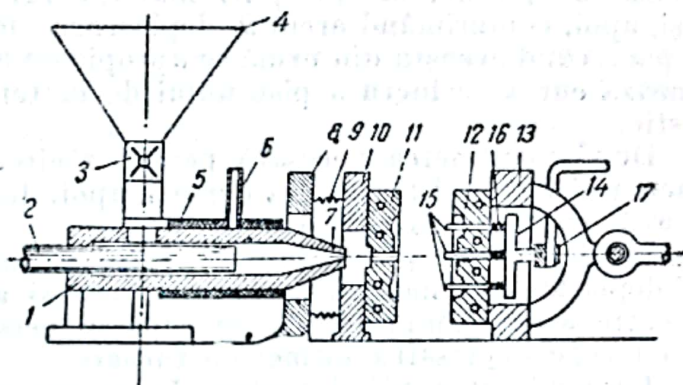


Fig. 21. Schema de principiu a mașinii de turnat, pentru mase termoplastice:

- 1 — cilindru de material; 2 — piston pentru material;
- 3 — dispozitiv de dozare; 4 — siloz pentru material;
- 5 — încălzire electrică; 6 — tubul termoregulatorului;
- 7 — ajutoraj; 8 — suport; 9 — arc; 10, 13 — plăci mobile;
- 11 — poanson; 12 — matrița formei de turnare;
- 14 — transmisie; 15 — împingător; 16 — arc;
- 17 — opritor.

Presă funcționează în modul următor: înainte de pornirea preseii, se pune în circuit rezistența 5, pentru încălzirea electrică și se încălzește cilindrul 1 până la temperatura necesară; aceasta se reglează cu termoregulatorul, montat în tubul 6.

Materialul se încarcă în silozul 4, apoi, cu ajutorul dozatorului 3, se introduce în camera situată sub siloz, în cantitatea corespunzătoare greutatei unei piese turnate. Când pistonul 2 se retrage, materialul pătrunde în interiorul cilindrului și apoi când pistonul înaintează, materialul se compactizează și se deplasează spre ajutoraj.

Procesul injectării începe prin închiderea formei de turnare cu ajutorul mecanismului care acționează asupra articulației plăcii mobile 13. Placa mobilă 13 apropie, la început, matrița 12, montată pe ea, de poansonul 11 și, apoi, comprimând arcul 9, deplasează forma de turnare închisă și placa 10, până când aceasta din urmă se apropie de ajutorajul 7 al cilindrului 1. Acum urmează cursa de lucru a pistonului de material 2 și injectarea materialului plastic.

După menținerea necesară pentru răcirea produsului finit, acesta este evacuat și pistonul 2 execută cursa înapoi. Răcirea formei de turnare se face cu apă, care circulă prin canale.

La deplasarea plăcii mobile 13 (în perioada desfacerii), la început, are loc deplasarea formei de turnare închise și a plăcii 10, datorită împingerii de către arcul comprimat 9, și ruperea maselotei lângă ajutorajul 7; numai apoi începe deplasarea formei de turnare.

La deplasarea plăcii mobile 13 în dreapta, prelungirea traversei 14 a sistemului de împingere a formei de turnare se lovește de opritorul 17 și are loc împingerea produsului finit cu ajutorul împingătorilor 15.

Printre presele de formare pot fi trecute și mașinile de formare plastică din industria chimică. Acestea sunt prese cu funcționare continuă, care, prin comprimare, forțează materialul să treacă prin matrițe de o anumită formă; apoi, dispozitive auxiliare le taie după lungimi stabilite (fibre de viscoză, mase plastice, materiale explozive, mase ceramice, etc.). Dintre aceste prese, cele mai obișnuite sunt presele cu mele.

8. Prese cu mele

Presele cu mele sunt folosite, atât pentru stoarcere, cât și pentru formare.

Presele cu mele elicoidale pentru formare pot fi clasificate după felul paletelor care alcătuiesc melcul: cu palete elicoidale continue; cu palete elicoidale discontinue. După felul corpului, aceste prese pot fi: cu corp cilindric; cu corp conic; cu corp în trepte.

Din presele cu mele și cu palete elicoidale, materialul plastic iese sub forma unei benzi continue, cu o secțiune determinată de forma orificiului de ieșire.

Producția lor este de maximum 40 t/h.

a) **Principiul de funcționare.** Funcționarea preselor cu mele (fig. 22) se bazează pe faptul că masa plastică, trecută în cutia de admisie 1, este prinsă de paletetele elicoidale 2, montate pe arborele 3, și, în timpul rotației lor, înaintează spre capul de presare 4 și spre gura de presare 5.

Masa plastică, înaintând în cavitatea corpului 6 al preseii, este comprimată. În principiu, comprimarea se produce la capul preseii.

Procese care au loc la formarea cu presele cu mele. Arborele cu palete transportă, presează și împinge materialul prin gura preseii. Dacă dreapta

AB , perpendiculară pe axa cilindrului 1, se deplasează dealungul axei în timp ce se rotește în jurul acesteia, ea generează o suprafață elicoidală (fig. 23).

O particulă de material B , infinit mică, a cărei distanță dela axa de rotație este egală cu r , execută în același timp două mișcări relative: a) o mișcare

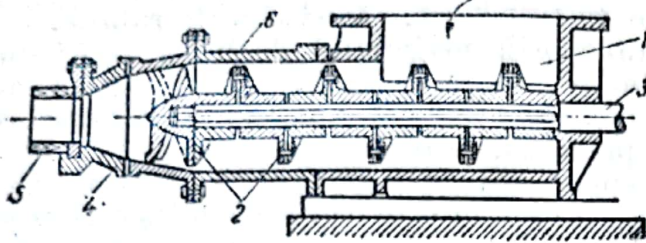


Fig. 22. Presă cu paletе elicoidale:

1 — cutie de admisie; 2 — paletе elicoidale; 3 — arbore;
4 — cap de presare; 5 — gura de presare; 6 — corpul presei.

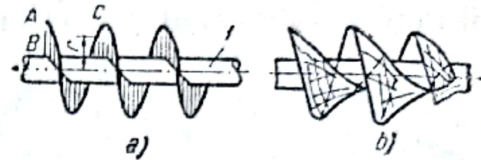


Fig. 23. Schema mecanismului de înaintare a materialului în presele cu melc.

circulară, cu viteza v_1 și b) o mișcare de translație, paralelă cu axa, cu viteza v_2 ; viteza resultantă va fi:

$$v_r = \sqrt{v_1^2 + v_2^2}. \quad (29)$$

Viteza de rotație a particulei este:

$$v_1 = 2\pi r n = \omega r \quad (30)$$

unde:

n este turația arborelui;

ω — viteza unghiulară.

Viteza de translație este:

$$v_2 = nh, \quad (31)$$

unde h este pasul suprafeței elicoidale.

Introducând în ecuația (30), se obține:

$$n = \frac{\omega}{2\pi}; \quad v_2 = \frac{h\omega}{2\pi}.$$

Înlocuind în relația (29), se obține:

$$v_r = \sqrt{\omega^2 r^2 + \frac{h^2 \omega^2}{4\pi^2}} = \omega \sqrt{r^2 + \frac{h^2}{4\pi^2}} \quad (32)$$

Rezultă că viteza de rotație a particulei crește odată cu creșterea lui r — distanța dela axa de rotație, — și este nulă când $r = 0$; viteza de translație, pentru suprafața elicoidală dată, rămâne neschimbată.

Viteza resultantă, când $r = 0$, este egală cu viteza de translație:

$$v_r = \omega \sqrt{0 + \frac{h^2}{4\pi^2}} = \frac{\omega h}{2\pi}.$$

Dacă materialul care se presează este împiedicat să se rotească, datorită forțelor de frecare care se produc între material și fața interioară a corpului presei, materialul va avea numai o mișcare de translație.

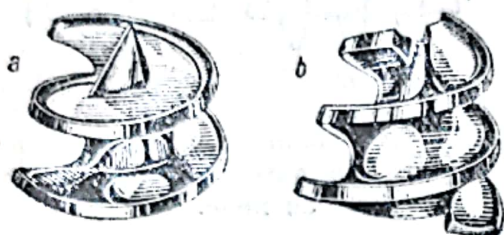
Dacă, dimpotrivă, nu ar exista frecare de pereții interiori, fiecare particulă de material s'ar mișca pe suprafețe concentrice, fără să înainteze.

În practică există atât o mișcare de translație, cât și una de rotație.

Paletele elicoidale ale presei transportă materialul dealungul corpului și îl împing prin capul și prin gura presei. Toate spirele, afară de ultima, au o acțiune de transport. Materialul se presează, în oarecare măsură, și în zona spirelor transportoare, mai ales când pasul spirei este variabil (micșorându-se spre partea de evacuare a presei) sau când corpul este conic.

Ultima paletă, cea de expulsare, poate fi cu una, cu două sau cu mai multe terminații (fig. 24).

Fig. 24. Palete de expulsare cu una (a) și cu două (b) terminații.



sau cu mai multe ieșituri asigură o înaintare uniformă a masei, dar micșorează secțiunea de trecere a materialului, creând rezistențe suplimentare.

b) **Calculul preselor cu melc.** *Presiunea specifică de presare.* Lucrul mecanic L , necesar pentru presarea unui volum dat de material, se consumă pentru învingerea forțelor de frecare a materialului pe pereții presei, a frecării dintre particule, pentru îndesarea materialului și pentru ieșirea calupului din gura presei.

Forța P , necesară pentru efectuarea lucrului mecanic L , trebuie să fie egală cu efortul total de presare. Deci, presiunea totală, exercitată de paleta de evacuare a materialului, trebuie să fie egală cu forța P . În acest caz, valoarea medie a presiunii specifice de presare p este :

$$p = \frac{P}{L} = \frac{4P}{\pi(D^2 - d^2)} \quad (33)$$

unde :

D este diametrul terminal al paletei de evacuare ;
 d — diametrul butucului.

Presiunea specifică de presare scade cu creșterea plasticității și este funcție de diametrul corpului presei, de lungimea capului și a gurii presei. Valoarea ei se determină experimental sau se calculează după presele care funcționează în condiții analoage.

Determinarea puterii consumate de presele cu melc, cu palete elicoidale. Lucrul mecanic de presare și de înaintare a materialului prin capul și prin gura presei poate fi considerat ca suma lucrurilor mecanice consumate pentru învingerea frecării dintre suprafața frontală a paletei de evacuare și material, cum și pentru împingerea masei prin capul și prin gura presei.

Descompunând presiunea specifică medie p , aplicată la periferia diametrului mediu $(D+d)/2$, în două forțe componente : p_n — forța normală, și τ — forța tangențială (fig. 25), se obține :

$$p_n = p \cos \alpha ; \tau = p \sin \alpha \quad (34)$$

unde α este unghiul mediu de ridicare a suprafeței elicoidale.

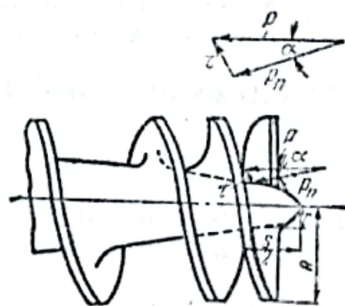


Fig. 25. Elemente pentru calculul puterii.

Presiunea totală dezvoltată de paletă este :

$$P_{tot} = p_n A_i \quad (35)$$

unde A este aria totală a suprafeței înclinate pe lungimea unui pas.

Dacă A este proiecția suprafeței înclinate pe un plan vertical, atunci :

$$A_i = \frac{A}{\cos \alpha} \quad (36)$$

și

$$p_n = p \cos \alpha. \quad (37)$$

Din ecuațiile (36) și (37) rezultă :

$$p_n A_i = p \cos \alpha \frac{A}{\cos \alpha} = p A. \quad (38)$$

Deci, se poate calcula momentul dezvoltat de forțele de frecare între masă și suprafața înclinată a paletelor, pornind de la acțiunea presiunii specifice medii de presare asupra suprafeței proiecției verticale a paletelor.

Delimitând, pe suprafața paletelor, un inel elementar cu lățimea $d\rho$ (fig. 26), cu o rază egală cu ρ , presiunea dP , exercitată de masă asupra acestui inel, este :

$$dP = p 2\pi \rho d\rho. \quad (39)$$

Forța elementară de frecare dT este :

$$dT = dP f = p f 2\pi \rho d\rho. \quad (40)$$

Integrând în limitele de la r la R , se obține :

$$M_{fr} = 2\pi p f \int_r^R \rho^2 d\rho. \quad (41)$$

$$M_{fr} = 2\pi p f \frac{R^3 - r^3}{3} \quad (42)$$

Puterea consumată pentru învingerea forțelor de frecare, în CP, se calculează cu formula :

$$N_{fr} = \frac{M_{fr} n}{71\,620}, \quad (43)$$

în care n este turația arborelui, în rot/min, iar toate dimensiunile sunt date în kilograme și în centimetri.

Lucrul mecanic L consumat pentru împingerea materialului prin capul și prin gura presei — în cursul unei rotații a paletelor — este :

$$L = p A S \quad (44)$$

unde S este drumul parcurs de material în timpul unei rotații a paletelor.

Practic, acest drum, corespunzător cantității de masă plastică ieșită din gura presei în timpul unei rotații a arborelui, se calculează pornind de la capacitatea de producție a presei.

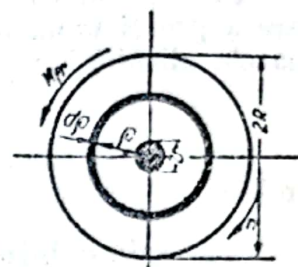


Fig. 26. Schema pentru determinarea momentului de frecare.

Puterea necesară pentru împingerea masei, în CP, se determină cu formula :

$$N_1 = \frac{pAS_n}{60 \cdot 75} \quad (45)$$

în care toate dimensiunile sunt date în kilograme și în metri.

Puterea în CP, necesară pentru transportul masei dela cutia de alimentare a presei până la paleta de evacuare se determină ca și pentru transportoarele elicoidale ;

$$N_2 = \frac{q \gamma l W}{270} \quad (46)$$

unde :

q este debitul presei, în m^3/h ;

γ — greutatea specifică aparentă a masei, în t/m^3 ;

l — lungimea melcului, în m ;

W — coeficientul de rezistență la înaintarea masei.

Pentru masele argiloase, $W = 4$.

Consumul total de putere este :

$$N_{tot} = \frac{N_{fr} + N_1 + N_2}{\eta} \quad (47)$$

unde η este randamentul transmisiei, care ține seamă de pierderile prin frecare la transmisiile cu curea și cu roți dințate, cum și de pierderile la rotirea arborelui de alimentare.

Determinarea capacității de producție a unei prese cu melc. Producția unei prese cu melc, în m^3/h , poate fi stabilită cu formula :

$$Q = V (1 - p\beta) n K \cdot 60 \quad (48)$$

în care :

V este volumul de material deplasat de paleta de evacuare în cursul unei rotații ;

$p\beta = \alpha$ — tasarea relativă, în fracțiuni de volum, a materialului după îndesare ;

n — turația arborelui ;

K — coeficient care ține seamă de refularea materialului în spațiile dintre marginea exterioară a paletelor și suprafața interioară a corpului, cum și de insuficiența alimentării cu material a paletelor de evacuare ; valoarea lui se va lua între 0,2 și 0,35.

V se calculează cu formula :

$$V = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) (s - \delta) \quad (49)$$

în care :

D este diametrul exterior al paletelor, în m ;

d — diametrul mediu al butucului de evacuare, în m ;

s — pasul paletelor, în m ;

δ — grosimea paletelor, în m.

Înlocuind în formula (48), se obține :

$$Q = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) (s - \delta) (1 - p\beta) n K \cdot 60 \quad (50)$$

Presele de formare cu melc sunt înzestrate, adeseori, cu dispozitive de produs vid, înainte de intrarea materialului în duza de ieșire din presă. Astfel se evită golurile care provoacă scăderea rezistențelor mecanice (de exemplu, la masele plastice), sau fac produsele improprii utilizării lor (la masele ceramice destinate izolatoarelor de înaltă tensiune).

Forma și dimensiunile duzei de ieșire determină secțiunea produsului obținut. Cu duze inelare se pot obține tuburi.

Prese cu melc pentru extruderea maselor plastice. În fig. 27 este reprezentată o presă de extrudare pentru mase plastice.

Prese cu melc, de injectare. În fig. 28 este reprezentată schema de construcție a unei prese elicoidale de injectare pentru produse de cauciuc. Ca și la presele de injectare cu

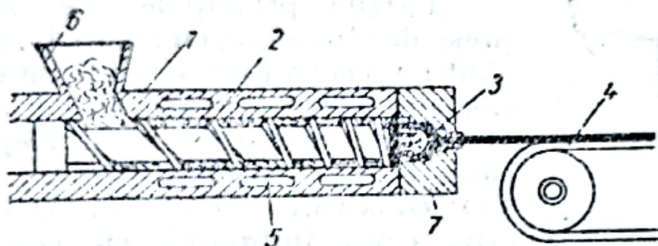


Fig. 27. Presă de extrudare pentru mase plastice :

1 - corpul preseii; 2 - melc; 3 - filleră; 4 - suport pentru produsul presat; 5 - cămașă pentru reglarea temperaturii; 6 - pâlnie; 7 - cap demontabil.

piston, procesul tehnologic constă în încălzirea și, apoi, în injectarea produsului fluid într-o formă de presare. Cu presa reprezentată în fig. 28, care are un debit de 1,8 kg cauciuc sintetic/min și un melc cu diametrul de 50 mm, se atinge presiunea de 1500 kgf/cm², la o turație a melcului de 120 rot/min.

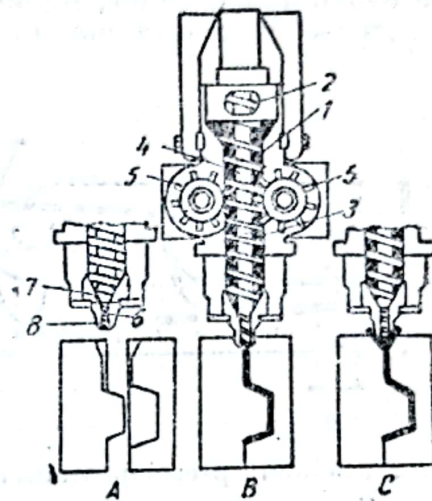


Fig. 28. Presă cu melc, de injectare :

A - forma de presare deschisă; B - forma de presare închisă și umplerea ei cu amestec de cauciuc; C - sfârșitul procesului de umplere a formei de presare; 1 - cameră de încălzire; 2 - deschidere pentru încărcarea amestecului de cauciuc; 3 - cameră de turnare; 4 - melc; 5 - inel dințat; 6 - capul melcului; 7 - închizător; 8 - vârf demontabil.

PRESE DE STOARCERE

Fresele hidraulice și cele cu melc, al căror principiu de funcționare a fost studiat mai sus, sunt folosite și pentru operații de stoarcere, adică pentru separarea unui lichid dintr-un amestec lichid-solid (semințe, fructe, etc.).

PRESE DE STOARCERE CU MELC

Presele cu melc produc stoarcerea prin :

- diferența dintre pasul melcului din zona de alimentare și pasul melcului din celelalte zone; aceasta face ca materialul, adus de melcul de alimentare în cantitate mare, să fie silit să-și micșoreze volumul, prin faptul că restul melcului nu poate transporta decât o cantitate mai mică de material;

- diferența dintre diametrul melcului și zonele respective creează același efect;

- micșorarea distanței dintre axul preseii (grosimea melcului) și corpul preseii, prin micșorarea diametrului zonelor (trepte) sau prin îngroșarea melcului în zona de presiune și evacuare, creează un spațiu din ce în ce mai mic

prin care materialul trebuie să înainteze în presă, fiind astfel silit să-și micșoreze volumul și, în consecință, să cedeze prin stoarcere o cantitate crescândă de ulei;

— întreruperea spiralei melcului din loc în loc creează o împiedicare a transportului și, deci, o presare a materialului;

— posibilitatea de a obtura sau mări deschiderea inelară, prin care se face evacuarea turtelor, îngăduie ca acestea să iasă din presă mai subțiri sau mai groase, respectiv mai mult sau mai puțin epuizate de lichid.

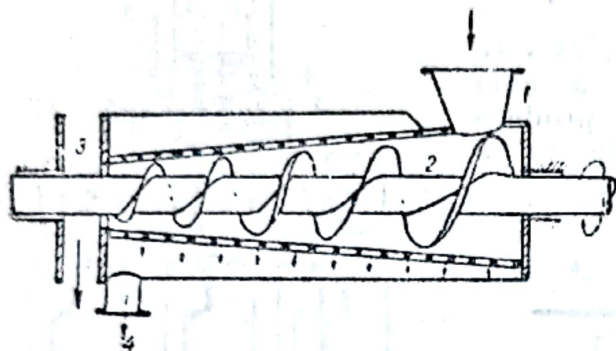


Fig. 29. Schema presei de stoarcere, cu melc :

1 — râlnie de alimentare; 2 — melc; 3 — cameră de colectare a materialului stors; 4 — racord pentru evacuarea lichidului colectat.

Prin frecarea intensă care are loc între pereții camerei de presare și paletetele melcului, pedeoparte, și material, pedealtăparte, stoarcerea se face foarte intensă și aproape complet.

Părțile principale ale unei prese de stoarcere, cu melc (fig. 29), sunt: un corp format dintr'un con sau un cilindru perforat de oțel, cu pereții drepecți sau în trepte, care reduce volumul inițial; un melc construit foarte solid din oțel tare, care, împreună cu corpul, formează camera de presare; un mecanism de reglare, un cap pentru gătuirea orificiului de ieșire,

un vas pentru recepția lichidului stors, un alimentator, și sistemul de acționare directă sau indirectă.

Avantajele preselor cu melc sunt următoarele;

— presele mecanice cu melc lucrează în mod continuu și elimină timpul de încărcare-descărcare, aducerea la presiunea de regim, scăderea presiunii, etc.;

— nu necesită pânze de presare și exclud, astfel, complicațiile de manipulare rezultate din utilizarea acestora; lipsa pânzelor duce la o micșorare însemnată a prețului de cost;

— reduce la minimum manopera, toate operațiile de transport, de măcinare, de prăjire, de alimentare, de evacuare a turtelor și a uleiului, efectuându-se automat; muncitorul are numai sarcina de a supraveghea și de a regla temperatura, cantitățile de material și presiunile de regim (un singur muncitor poate controla o baterie de 8—10 prese);

— nu necesită instalații auxiliare, ca: presă încărcătoare-descărcătoare, vagonete și linii de transport, mașini de format și de ajustat turte, etc., ceea ce reduce, deasemenea, foarte mult manopera;

— nu necesită un sistem hidraulic complicat, format din pompe hidraulice, acumulatori, distribuitori de presiune, conducte de presiune, cu complicațiile de construcție, instalare, întreținere și de manoperă;

— presele mecanice continue, cu șurub, au producția specifică mare.

Există două tipuri de prese cu melc pentru stoarcere:

1) prese pentru presarea I, cu ajutorul cărora se poate obține, prin presare moderată, aproximativ 50—60% din lichidul conținut;

2) prese pentru presarea II, finală, cu ajutorul cărora turtele obținute la prima presare sunt supuse unei presiuni mai înalte, având drept efect eliminarea unei cantități suplimentare de lichid, astfel încât să nu rămână, în turtele obținute, decât 6—7% lichid.

1. Prese pentru presarea I

Presele pentru presarea I (fig. 30) se compun din : două plăci metalice, una frontală 1 și alta de fund 2, care delimitează corpul presei; patru bare orizontale de oțel 3, care fixează plăcile între ele; camera de presare, numită și „strecurătoare”, 4; arborele cu mecul 5, situat în interiorul camerei de presare; reductorul de viteză; dispozitivul de acționare și dispozitivul pentru reglarea presiunii.

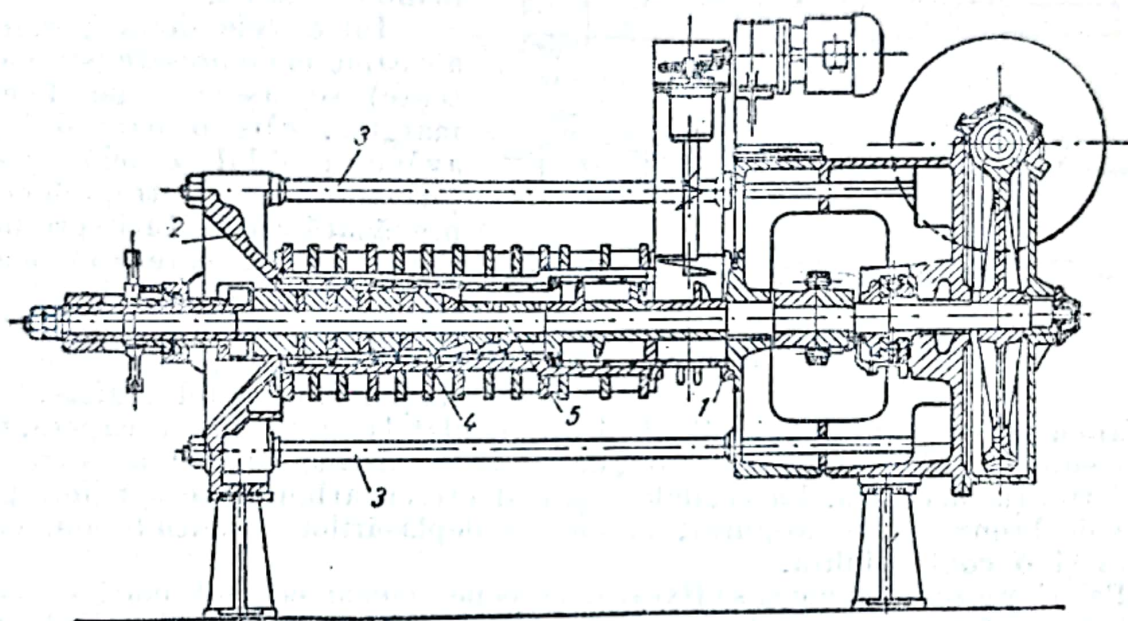


Fig. 30. Presă pentru presarea I :

1, 2 — plăci; 3 — bare de oțel; 4 — cameră de presare; 5 — arbore cu mecul.

Camera de presare este alcătuită din două jumătăți semicilindrice identice. Fiecare semicilindru este format din mai multe plăci de oțel, cu grosimea de aproximativ 20 mm, prevăzute cu câte o scobitură semicirculară, astfel încât, așezate una pe alta, două plăci formează un orificiu circular, cu diametrul egal cu diametrul camerei de presare.

Plăcile unui semicilindru sunt așezate paralel între ele și sunt unite, în centru și în alte două părți laterale, prin bare și baghete de oțel.

Longitudinal, semicilindrul este împărțit în trei zone :

- zona de alimentare;
- zona de presiune (aproximativ cu lungimea dublă față de cea a primei);
- zona de evacuare (puțin mai mare decât zona de alimentare).

Diametrul scobiturilor plăcilor din cele trei zone este egal sau aproape egal pentru unele tipuri de presă, dar pentru presele preliminare de debit mare, scobiturile au un diametru mare în zona de alimentare, zona de presiune este alcătuită din mai multe porțiuni cu diametrul din ce în ce mai mic spre porțiunea de evacuare a materialului din presă, iar zona de evacuare este înzestrată cu plăci cu scobituri, având diametrul egal cu cel din ultima porțiune a zonei de presiune.

Astfel, corpul de presă este format din trepte (corespunzătoare diferitelor trepte de presiune), unite între ele prin inele metalice, semicirculare (pentru fiecare semicilindru); acestea sunt jumătăți de trunchiuri de con,

scobite în interior, cu diametrul mare interior egal cu diametrul zonei anterioare și cu diametrul mic interior egal cu diametrul zonei următoare.

În fiecare zonă, în spațiul dintre barele marginale și bagheta centrală de legătură între plăci, sunt așezate, longitudinal, baghete de oțel rezistent care se sprijină pe plăcile metalice scobite; aceste baghete au o secțiune aproximativ trapezoidală, pentru ca, așezate pe plăci, să rezulte forma semicilindrică, și sunt înzestrate, din distanță în distanță, cu îngroșări la partea de jos a baghetei, astfel încât, între două baghete alăturate, rămâne o fantă longitudinală, pentru evacuarea lichidului stors.

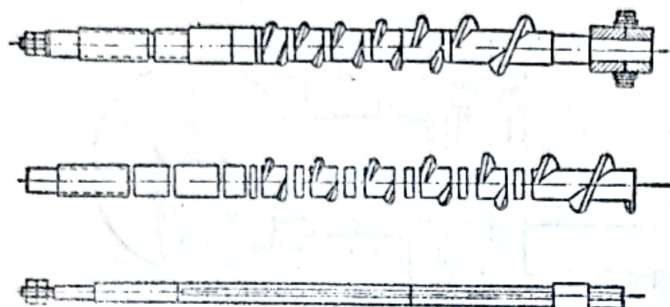


Fig. 31. Arborele presei.

zestrat cu nut de pană longitudinal, și este cuplat la unul dintre capete, prin intermediul unor bolturi de siguranță, de arborele coroanei elicoidale, care imprimă turația necesară. La celălalt capăt al presei, arborele se sprijină pe o bucsă de bronz și este asigurat, împotriva deplasărilor longitudinale, cu o piuliță și o contrapiuliță.

Pe arbore se introduce și se fixează, cu pene, melcii confectionați din oțel rezistent, în formă de spirală incompletă, astfel încât, alăturați unii de alții pe arbore, melcii să alcătuiască un șurub elicoidal cu spira întreruptă în locurile unde se cuplează melcii parțiali. Diametrul melcilor este puțin mai mic decât diametrul interior al zonei respective, iar pasul lor este mai mare în zona de alimentare și scade în zona de presiune și de evacuare (fig. 31).

La capătul dinspre ieșirea turtelor din presă, se introduce, pe arbore, un trunchi de con găurit, care poate aluneca în interior și în exterior prin manevrare dinafara presei; astfel se poate micșora sau mări spațiul inelar rămas între arbore și marginile plăcii frontale, prin care se face evacuarea turtelor din presă. Prin mărirea sau micșorarea acestei coroane, se realizează reducerea, respectiv sporirea, presiunii din presă și, în consecință, se modifică gradul de stoarcere.

Mărirea capacității de lucru al preselor mecanice prin mărirea turației duce, fie la uzura rapidă a elementelor presei, fie la un material insuficient stors.

În general, turația arborelui presei pentru presarea I este de 15–20 rot/min.

2. Prese pentru presarea II

O secțiune printr-o presă obișnuită pentru presarea II este redată în fig. 32; o astfel de presă se caracterizează prin:

— turația arborelui mult mai joasă decât la presele pentru presarea I (în general, 6 rot/min, și în niciun caz mai mult decât 9–11 rot/min, față de aproximativ 20 rot/min la presa pentru presarea I);

— distanța maximă dintre baghete în zona de alimentare este, în general, mai mică pentru fiecare zonă, decât cea dela presarea preliminară;

— camera de presare (strecurătoarea) este formată din zone, al căror diametru este egal, iar baghetele de oțel au marginile ascuțite, pentru a produce ruperea materialului care înaintează în presă;

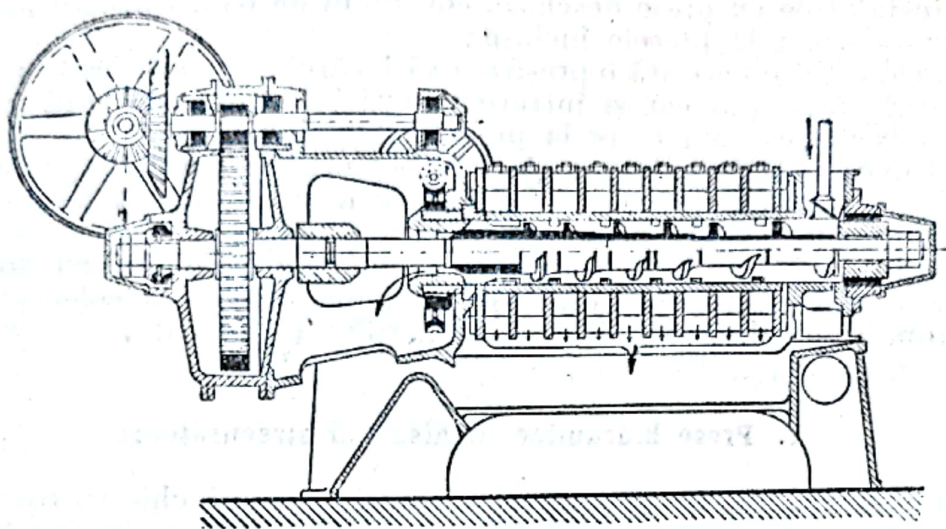


Fig. 32. Secțiune prin presa pentru presarea II.

— melcii au, în zona de alimentare, diametrul și pasul mai mare decât celelalte zone, iar îngroșarea melcilor este mai pronunțată spre zona de evacuare, astfel încât distanța dintre arbore și peretele strecurătorii, prin care urmează să treacă materialul în lungul presei, se micșorează simțitor, măbind presiunea în instalație; la unele tipuri, melcii diferă numai prin diferența pasului lor.

La tipurile mai noi, corpul de presare prezintă o etajare ușoară (o oarecare diferență între diametrul diferitelor zone, la strecurătoare), iar melcii, dimensiuni diferite (pas, diametru, înălțimea spirei și grosimea suportului spirei); acționarea capului de con se face semiautomat.

PRESE DE STOARCERE HIDRAULICE

Pentru operațiile de stoarcere se folosesc prese hidraulice; mecanismul și calculul lor au fost studiate la presele de formare.

Din punct de vedere constructiv, presele hidraulice se împart în trei categorii:

- 1) prese închise (cu strecurătoare);
- 2) prese deschise (prese etajere);
- 3) prese semideschise (prese cu dren).

În presele închise (cu strecurătoare), presiunea este exercitată la unul dintre capetele presei (presând materialul spre celălalt capăt), iar lichidul este evacuat în lungul presei, prin orificii mici, prevăzute în pereții presei.

În cazul presei deschise, materialul este împachetat în pânze confecționate din materiale speciale și este presat între plăcile de presare ale mașinii; lichidul se scurge liber în toate părțile, pe marginile plăcilor.

Presele semideschise reprezintă o variantă a presei deschise, în sensul că forma plăcilor de presare are doi pereți verticali pe laturile lungi ale presei, pentru a împiedica stropirea cu lichidul rezultat din presare; acesta este eliminat din presă prin orificii prevăzute în plăci și prin canale de drenare.

Alegerea tipului de presă se face după condițiile locale, ținând seamă și de următoarele caracteristice generale :

- în presele deschise, din cauza lipsei pereților laterali, evacuarea produsului lichid, obținut prin stoarcere se face mai ușor decât la presele închise ;
- la instalațiile cu prese deschise, consumul de pânze pentru împachetat este mai mare decât la presele închise ;
- presele închise necesită o presă anexă încărcătoare-descărcătoare, ceea ce complică atât instalația, cât și întreținerea și înlocuirea strecurătorilor ;
- manopera este mai mare la presele deschise ;
- presiunea necesară, la presele închise, pentru obținerea unui anumit efect de presare este cu aproximativ 40% mai mare decât cea necesară pentru obținerea aceluiași efect la presele deschise ;
- presele semideschise se comportă în lucru asemănător cu presele deschise, cu avantajele rezultând dintr-o mai bună presare și colectare a lichidului obținut și cu desavantajele construcțiilor complicate.

1. Prese hidraulice închise (cu strecurătoare)

La presele închise, materialul supus presării este închis în toate părțile, astfel încât nu poate scăpa nimic afară prin părțile laterale, iar lichidul se scurge prin pereții perforați ai camerei de presare.

Materialul este introdus în porțiuni anumite, care se despart prin discuri de pânză și de metal, pe care se exercită presiunea hidraulică.

Operațiile principale în funcționarea preselor cu strecurătoare sunt următoarele :

- a) încărcarea strecurătorii ;
- b) transportul strecurătorii la presă și montarea ei sub capul de presare ;
- c) ridicarea presiunii până la 150 at ;
- d) ridicarea presiunii până la valoarea finală (de obicei, 350 at) ;
- e) menținerea presiunii la valoarea maximă ;
- f) coborîrea pistonului, scoaterea strecurătorii din presă (de sub capul de presare) și transportul la instalația de descărcare (presa încărcătoare-descărcătoare) ;
- g) descărcarea strecurătorii (scoaterea turtelor din strecurătoare).

Strecurătorile reprezintă accesoriile principale ale preselor închise. La presele cu dimensiuni mici, strecurătorile sunt confecționate din oțel și au forma unui cilindru prevăzut cu orificii cu diametrul de 2—3 mm, pentru eliminarea lichidului.

Oțelul, din care este confecționată strecurătoarea, trebuie să fie de foarte bună calitate, șlefuit cu grijă în interiorul cilindrului ; grosimea peretelui este de circa 15 mm. Orificiile sunt distribuite uniform, iar numărul lor trebuie să asigure o secțiune totală suficientă, pentru o evacuare a lichidului fără rezistențe mari.

Pentru a evita împrăștierea lichidului pe lângă presă, în jurul strecurătorii se află o manta de tablă, pe care este aruncat lichidul care iese din presă, și de pe care se scurge spre canalul colector. O astfel de strecurătoare este reprezentată în fig. 33.

La presele cu dimensiunile mari se utilizează strecurători cu secțiune pătrată, (fig. 34, b), circulară (fig. 34, a) sau octogonală, construite din baghete de oțel rezistent, cu un profil aproximativ trapezoidal ; ele se așează una lângă alta, lăsând, între ele, canale longitudinale pentru scurgerea lichidului. Aceste strecurători sunt, deasemenea, învelite, la exterior, cu o manta cilindrică de tablă, pentru colectarea lichidului ieșit din presă.

În tabelele 2 și 3 sunt arătate dimensiunile tipurilor obișnuite de strecurători.

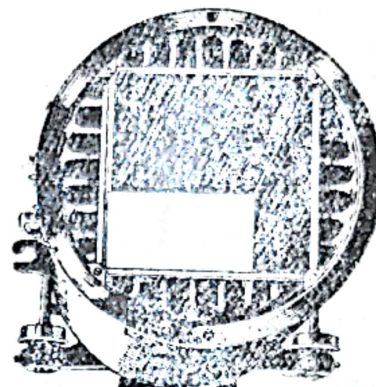
a) Discurile metalice pentru presare. Atât pentru efectuarea unei cât mai bune presări, cât și pentru descărcarea cu ușurință a turtelor rezul-



Fig. 33. Strecurător.



a



b

Fig. 34. Strecurătoare.

tate la presare, materialul care se încarcă în strecurătoare este despărțit în porțiuni mici, cu ajutorul unor plăci de oțel rotunde (discuri) sau pătrate, după forma secțiunii strecurătorii. Fără aceste plăci despărțitoare, s'ar forma un bloc mare de material presat (o singură turtă), greu de scos din strecurătoare, greu de manipulat și conținând mult lichid.

Tabela 2

Dimensiunile strecurătorilor cu secțiune circulară

Diametrul interior mm	Înălțimea mm	Capacitatea litri
250—300	650—850	30—60
360—400	1 000	100—125
420—450	1 200	165—190
480	1 200	217
480	1 500	272
480	1 650	300
480	2 200	400

Plăcile de oțel (discurile) au diametrul sau latura cu circa 5 mm mai

Tabela 3

Dimensiunile strecurătorilor cu secțiune pătrată

Latura mm	Înălțimea mm	Capacitatea litri
380	1 000	174
450	1 500	300
470	1 650	364

mici decât diametrul sau latura interioară a strecurătorii, deoarece, în cazul contrar, după mai multe presări, nu ar mai putea fi scoase din strecurătoare, din cauza dilatațiilor plăcilor și a deformațiilor lor normale.

Prima și ultima placă metalică au grosimea de 15—20 mm; celelalte plăci despărțitoare au grosimea de circa 5 mm.

b) Discuri textile pentru presare. Pentru a ușura scurgerea lichidului rezultat la presare, prin despărțiturile create de plăcile metalice, pe fiecare placă metalică se așează o pânză filtrantă cu forma și cu dimensiunile plăcilor metalice. Aceste pânze sunt confecționate, de preferință, din păr de câmilă, sau dintr'un amestec de lână cu păr de cal.

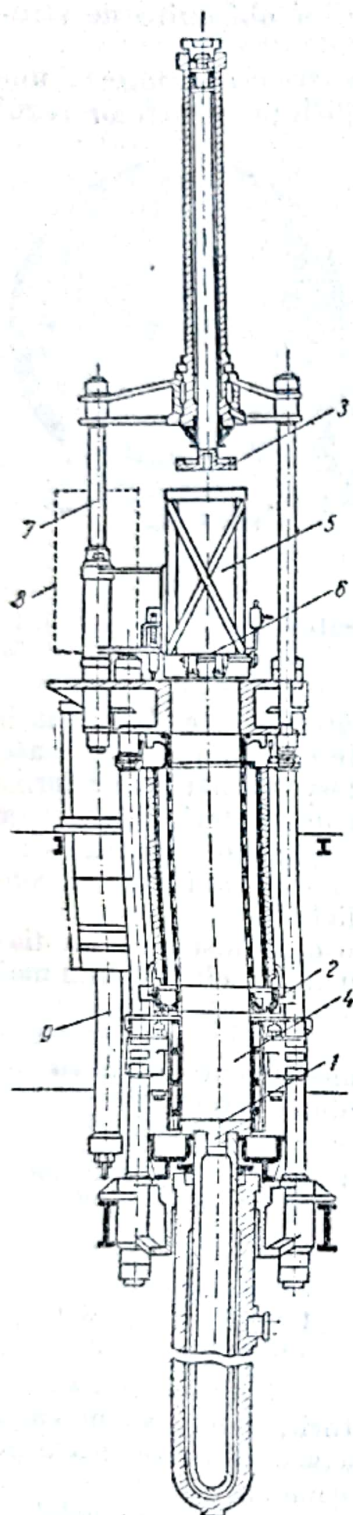


Fig. 35. Presa încărcătoare-descărcătoare.

în poziția cea mai înaltă, până la inelul mobil 2. De prăjitoare este fixat un dispozitiv, care lasă să curgă, din prăjitoare în strecurătoare, o cantitate de material corespunzătoare unei turte (această cantitate poate fi variată cu un

Este absolut necesar, pentru menținerea unui randament satisfăcător, ca porii acestor pânze să fie în permanență liberi. Îmbăcsirea pânzelor filtrante se face cu ușurință, în cazul prelucrării materiilor prime care dau uleiuri sicative sau care au un conținut mare în apă, fie prin formarea unei pelicule de ulei sicativ, polimerizat în decursul prelucrărilor succesive, fie prin umectarea fibrelor și umflarea lor sub influența apei. În aceste cazuri, lichidul, ne mai putându-se scurge cu ușurință, se resoarbe parțial în turte, iar randamentul scade mai mult chiar decât în cazul când s'ar fi lucrat fără pânze filtrante. Pentru a evita aceste inconveniente, pânzele trebuie înmuiate periodic cu apă caldă; ele trebuie frecate cu perii, clătite cu apă curată, și uscate. Pentru a se mări rezistența pânzelor de presare, ele sunt tivite solid pe margine și tăiate cu urzeala în lat și cu bățatura în lung.

c) **Prese încărcătoare-descărcătoare.** Pentru o bună încărcare a strecurătorilor cu materie primă și pentru a ușura scoaterea turtelor rămase în strecurători după presare, fiecare baterie de 3—5 prese închise este înzestrată cu o presă încărcătoare-descărcătoare. Presa încărcătoare-descărcătoare este deasemenea o presă hidraulică.

Pentru instalațiile mici, strecurătoarea cu turte dela presare este condusă cu vagonetul și ajunge sub pistonul presei, care mișcându-se de sus în jos, scoate turtelile din strecurătoare, printr-o gaură specială, prevăzută în masa vagonetului.

Pentru încărcare se introduce în strecurătoare o cantitate de material și se aduce, cu vagonetul, sub piston (care apasă asupra materialului din strecurătoare); se intercalează o placă metalică și o pânză, se mută vagonetul sub prăjitoare, se încarcă iarăși o nouă cantitate de material, se aduce din nou sub pistonul presei și se repetă operațiile până când strecurătoarea este încărcată.

Pentru instalațiile mai mari, presa încărcătoare-descărcătoare este montată sub prăjitoare (deoarece materia primă trebuie pregătită, înainte de presare, prin descojire, măcinare și prăjire), iar desfășurarea operațiilor se face mai rațional. O astfel de presă perfecționată este reprezentată în fig. 35.

La această presă funcționarea decurge astfel:

Se aduce strecurătoarea, cu vagonetul, în dreptul presei, și se împinge strecurătoarea sub presă.

Cu ajutorul pistonului 1, se ridică strecurătoarea

dispozitiv reglabil). Se așează, deasupra stratului de material, o placă metalică și o pânză filtrantă, și se coboară apoi pistonul 1, pentru a face loc unei noi cantități de material. Se repetă operațiile, până când strecurătoarea se umple. Când pistonul 1 a ajuns în poziția cea mai joasă, marcată cu un indicator de presă, se procedează la îndesarea materialului în strecurătoare, cu ajutorul pistonului superior 3, care are forma și dimensiunile identice cu dimensiunile interioare ale strecurătorii. Se introduce, apoi, în spațiul gol creat, o nouă cantitate de material. Se îndepărtează inelul molil 2, prin rotire în jurul coloanei presei și, în locul lui, se pune o placă metalică (deasemenea prin rotire în jurul coloanei). Se efectuează o nouă îndesare a materialului, ridicând pistonul 1; acesta îndeasă materialul din strecurătoarea fixă 4 în strecurătoarea propriu zisă. În timpul acestei îndeșări are loc o presare preliminară cu separare de ulei.

Pentru descărcarea turtelor se aduce strecurătoarea, după presare, cu vagonetul, și se așează în presa descărcătoare (aceeași presă ca la încărcare), în aceeași poziție. Se ridică pistonul 1, care pătrunde în strecurătoare și împinge coloana de turte, din strecurătoare, în coșul 5. Se fixează turtele în coș, introducându-se, la baza lui, placa metalică 6, și se coboară pistonul 1 în poziția sa inferioară. Se rotește coșul cu turte în jurul coloanei 7, în poziția 8, în care pistonul 9, acționat hidraulic, descarcă turtele din coș. Turtele sunt desprinse de plăcile metalice și de pânzele filtrante, și sunt așezate, în cărucioarele pentru transport la depozit.

La modelele mai vechi de presă încărcătoare-descărcătoare nu există nici coșul 5, nici pistonul 9, iar turtele, împinse de pistonul 1, din strecurătoare, cad pe un jghiab, unde se face desprinderea lor de plăcile metalice și de discurile textile.

d) **Prese strecurătoare Compound.** La tipurile obișnuite de presă, încărcarea și descărcarea strecurătorilor, la o instalație separată, impune o aparatură (vagonete, șine, presă încărcătoare, etc.) și o manoperă suplimentară. Presa cu strecurătoare Compound (fig. 36), utilizată pentru toate sorturile de materii prime oleaginoase, mărește capacitatea de lucru a instalațiilor, prin reducerea timpului de încărcare și de descărcare a strecurătorilor, datorită asamblării într-o singură mașină — presa Compound — a presei propriu zise și a presei încărcătoare-descărcătoare.

Mașina este formată din trei cilindri, primul servind ca cilindru de presare, al doilea pentru încărcarea strecurătorilor cu material, și al treilea pentru descărcarea turtelor din strecurătoare; fiecare cilindru este înzestrat cu pistonul respectiv.

Capul de presare este legat de corpul presei prin trei coloane, dintre care o coloană laterală și coloana centrală fixează cilindrul în care se face încărcarea materialului în strecurătoare, cu ajutorul pistonului respectiv. Deasupra presei este fixată, în aceeași instalație, și prăjitoarea, din care materialul prăjit cade, în cantități reglate în prealabil, în partea din presa Compound care are rolul de presă încărcătoare.

În jurul coloanei centrale de fixare se pot roti strecurătorii introduse în corpul de presare. Strecurătorii sunt prevăzute cu orificii cu diametrul de 0,5—0,8 mm, așezate la 10—20 mm distanță unul de altul.

Strecurătoarea, care se încarcă în primul corp, este introdusă în corpul de presare. În timpul presării, a doua strecurătoare este descărcată în al treilea corp și, apoi, este încărcată în primul corp. Trecerea strecurătorilor dintr'un corp în altul se face prin rotirea lor în jurul axei centrale, ele fiind fixate pe o buesă, sprijinită pe rulmenți de susținere.

Presă încărcătoare a presei Compound lucrează la presiunea de 50 at, iar celelalte două, la 350 at; fiecare corp cu presiune înaltă poate funcționa, atât pentru presare, cât și pentru descărcare.

În fig. 37 este reprezentată o presă pentru naftalină.

În tabela 4 sunt date dimensiunile unor tipuri de strecurători.

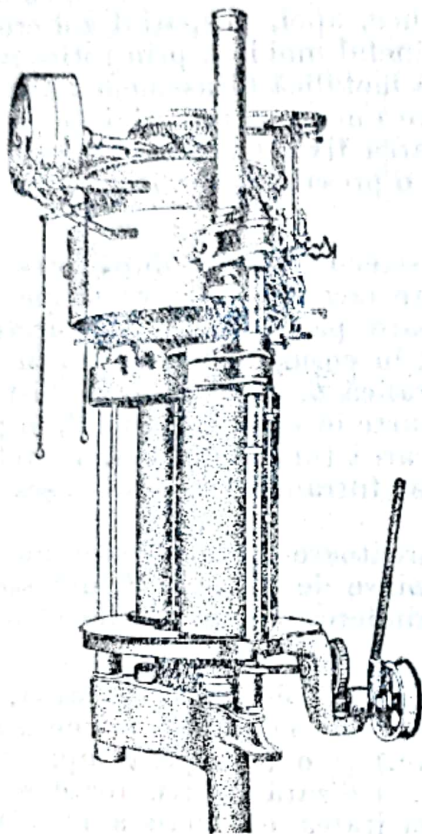


Fig. 36. Presa Compound.

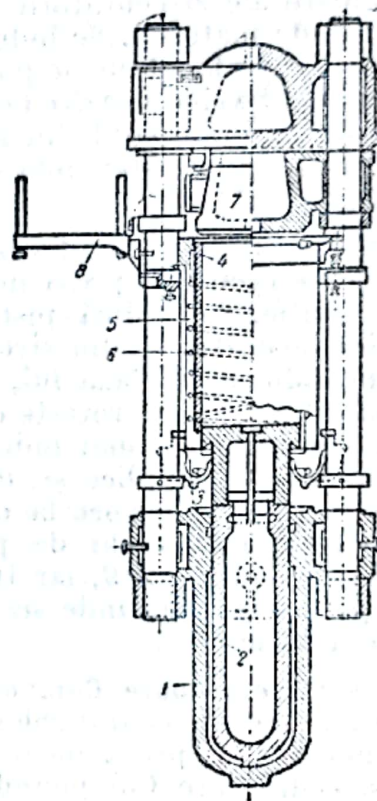


Fig. 37. Presă pentru naftalină, cu strecurătoare care se poate încălzi :

- 1 - cilindru; 2 - piston; 3 - încălzire;
4 - strecurătoare; 5 - cămașa strecurătoarei;
6 - sistem de încălzire pentru strecurătoare; 7 - purtător de piston;
8 - susținător de plăci.

Dimensiunile unor tipuri de strecurători

Tabela 4

Diametrul pistonului mm	Presiunea at	Diametrul strecurătorii mm	Înălțimea strecurătorii mm
250	350	320	500
320	350	400	800
400	350	400	1 000
450	350	420	1 000
520	350	440	1 200
600	350	480	1 500

La o capacitate a strecurătorii de 220 kg naftalină brută, se pot executa două presări pe oră, astfel încât rezultă o capacitate de 5 000 kg/12 h.

Dacă se folosește un acumulator de presiune, se pot efectua trei presări pe oră, deci 7 500 kg naftalină/12 h.

2. Prese hidraulice deschise (cu etajeră)

La prelele hidraulice cu strecurătoare, efectul de presare rezultă prin pătrunderea unui piston în interiorul strecurătorii și, deci, prin micșorarea spațiilor dintre plăcile metalice din interiorul strecurătorii. La prelele etajere se obține același efect prin modificarea mașinii: se desființează strecurătoarea, iar în locul plăcilor metalice de secțiune egală cu cea a strecurătorii, se pun plăci metalice mai mari, cu forme modificate. Materialul supus presării este împachetat, pentru a nu se împrăstia în timpul operației. În consecință, o presă etajeră (deschisă) este formată din următoarele părți (fig. 38): o placă de oțel 1; un cilindru de oțel 2, fixat în placa masivă; un piston 3, care poate culisa în cilindrul 2, o masă de presare 4, fixată pe capul pistonului; patru coloane metalice 5, cu secțiune circulară sau pătrată; un cap de presare 6, unit cu placa masivă 1 prin intermediul coloanelor 5; piulițele 7 de fixare a coloanelor de cap de presare; plăcile de presare 8, situate între masa de presare și capul de presare.

Accesoriile principale și caracteristicile ale prelelor hidraulice deschise sunt plăcile de presare, care se așează una deasupra celeilalte, formând etajele preseii. Între plăci se așează material împachetat. În timpul presării, uleiul iese din presă lateral, prin spațiile libere dintre plăci, iar reziduul de presare (turtele) ia forma spațiului dintre plăci.

Pentru ca plăcile să nu se deplaseze lateral în timpul presării, coloanele preseii sunt înzestrate cu o ieșitură de ghidare, iar plăcile au câte o creștătură, în care pătrunde ghidul coloanelor.

Plăcile sunt confecționate din fontă sau din oțel turnat, și sunt calculate pentru presiunea de minimum 400 at. Numărul plăcilor într-o presă este de 10–20, putându-se presa 12–22 turte.

Suprafețele plăcilor de presare sunt înzestrate cu șanțuri cu adâncimea de circa 2,5 mm, iar succesiunea plăcilor în presă este aranjată astfel, încât scobiturile șanțurilor unei plăci corespund ieșiturilor celei superioare și inferioare. Plăcile au, de obicei, grosimea de circa 15 mm, iar marginile sunt îngroșate până la circa 23 mm, pentru a împiedica răspândirea materialului. Cele mai obișnuite forme de plăci de presare sunt reprezentate în fig. 39: *a* este secțiunea

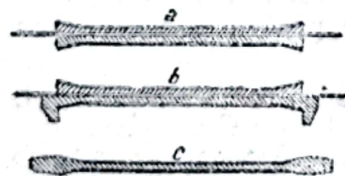


Fig. 39. Plăci de presare.

unei plăci compuse obișnuite, *b* a unei plăci cu praguri, iar *c* a unei plăci masive.

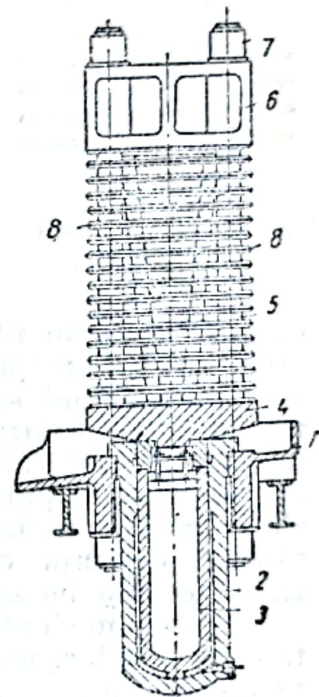


Fig. 38. Presă etajeră (deschisă):

1 – placă de oțel; 2 – cilindru de oțel; 3 – piston; 4 – masă de presare; 5 – coloane metalice; 6 – cap de presare; 7 – piulițe; 8 – plăci de presare.

Prin îndoirea marginilor se urmărește să se asigure cât mai bine menținerea materialului între plăci. În *a* și *b*, plăcile sunt prelungite, lateral, cu ieșituri pentru fixarea plăcilor între ele (cu ajutorul unor zale).

La coborîrea pistonului după presare (deci pentru descărcare) trebuie să rămână, între plăci, o distanță de circa 75–77 mm (80 mm între ultima placă și masa de presare). Pentru menținerea acestei distanțe există, practic, trei moduri de fixare a plăcilor între ele:

1. Cu ajutorul lirei (fig. 40). Plăcile se sprijină pe bare înclinate, care sunt înzestrate, la distanțe egale, cu creștături, pe care se așează plăcile. Barele (lirele) fiind înclinate, plăcile se pot deplasa în sus, în timpul presării, iar la



Fig. 40. Liră de fixare.

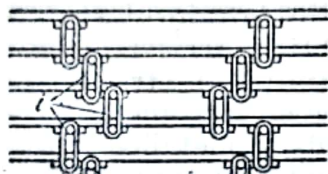


Fig. 41. Inele de fixare.

coborîrea pistonului, fiecare placă nu poate coborî decât până în dreptul creștăturii pe care se sprijină în mod normal.

2. Cu ajutorul unor inele metalice (fig. 41) cu lungime adecvată. Plăcile sunt suspendate unele de altele prin inele, iar placa superioară este suspendată, cu un inel, de capul de presare. Inelele permit ridi-

carea plăcilor în timpul presării, dar nu îngăduie coborîrea lor decât numai atât, încât între plăci să rămână o distanță de 75–77 mm. Inelele plăcilor superioare, fiind suprasolicitate, se deformează adeseori și plăcile nu mai rămân paralele între ele.

3. Cu ajutorul unor bolțuri metalice, plăcile sunt suspendate unele de altele, pistonul putându-le ridica în cursul presării. Bolțurile permit coborîrea plăcilor numai atât, încât între ele să rămână distanța convenabilă. Bolțurile prezintă aceleași inconveniente ca și inelele.

Presele moderne utilizează lire pentru susținerea plăcilor, montate pe laturile lungi ale presei (plăcii).

Modul de lucru la presa etajeră este următorul. Materialul care este supus presării, este modelat, sub forma unei turti, într-o mașină de format turti, și este împachetat, manual sau automat, în pânză de păr de cămilă sau în lână și păr de cal, astfel încât să fie complet învelit în pânză. Pachetele obținute, aduse cu vagonete speciale la presă, sunt introduse între plăci. După încărcarea presei, se ridică masa de presare cu ajutorul pistonului, prin introducerea lichidului de presare, sub presiune, în cilindru. Masa de presare strânge plăcile care presează materialul. Uleiul se separă din turtă, se îndreaptă spre plăci și, apoi, se scurge pe plăci, trecând prin pânze.

Presarea se efectuează în două faze, ridicând presiunea întâi până la 50 at și apoi la 350 at. La această ultimă presiune se ține presa câțva timp, apoi se întrerupe intrarea lichidului de presare în cilindru și pistonul coboară; se procedează la descărcarea turtelor și la încărcarea presei cu noi pachete de material.

Materiale auxiliare pentru presele etajere. Pânzele de împachetare confecționate din același material ca și cele folosite la presele închise cu strecurătoare, au forma din fig. 42.

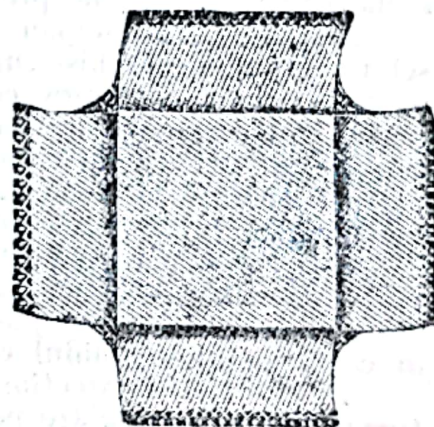


Fig. 42. Pânze de împachetare pentru presa etajeră.

3. Prese hidraulice semideschise cu dren

Aceste prese se comportă, din punct de vedere funcțional, cu totul asemănător preselor hidraulice deschise. Deosebirea esențială dintre aceste două tipuri de presă constă în forma și în construcția plăcilor de presare (fig. 43). Acestea, la presele cu dren, sunt formate din câte o placă 1 de oțel, cu grosimea de 15–18 mm, cu scobituri laterale 2, în care pătrunde ghidul coloanelor, pentru a evita deplasarea laterală a plăcilor. Partea inferioară este riflată, iar cea superioară, netedă. Pe partea superioară a plăcii se află o altă placă de drenare 3, cu canale longitudinale, paralele cu latura lungă a plăcii. Deasupra acesteia se află o a treia placă 4, prevăzută cu fante transversale care, din două în două, au găuri cu diametrul de 1–1,5 mm. Placa inferioară are, fixate pe laturile lungi, două corniere 5, care împiedică materialul să se împrăstie pe aici, în timpul presării.

Pachetele cu materiale, care sunt aduse dela mașina de format turte și care trebuie să fie bine ambalate numai pe părțile scurte (pe părțile lungi, îngroșarea

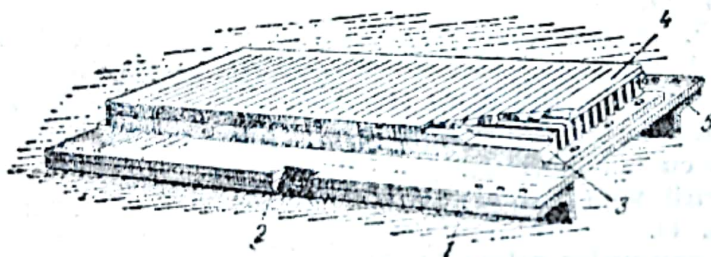


Fig. 43. Placă de drenare.

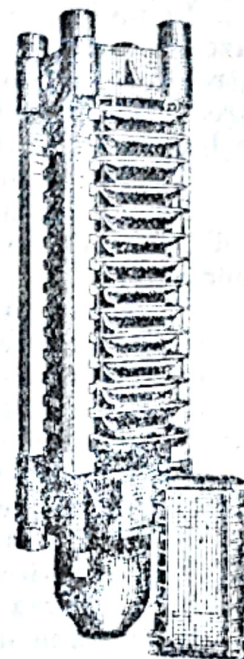


Fig. 44. Presă semideschisă.

plăcilor creează un fel de margine de farfurie, care împiedică împrăștierea materialului), sunt introduse între plăci și supuse presării, ca la presele deschise. Uleiul, rezultat pe fiecare placă, trece în canalele transversale ale plăcii superioare; de aici, prin găurile acestei plăci, în placa mijlocie, prevăzută cu canale orizontale de drenare. Din aceste canale, uleiul se scurge în colector, situat în masa dreptunghiulară dela partea superioară a cilindrului. Plăcile sunt suspendate unele de altele cu bolțuri, iar cea de sus, de capul de presare. Un model de presă semideschisă este reprezentat în fig. 44.

4. Prese hidraulice etajere închise

Deși, în mod curent, prin prese hidraulice închise se înțeleg prese strecurătoare, totuși s'au construit variante ale preselor etajere deschise și semideschise, la care etajele presei sunt formate din cutii de oțel turnat, prevăzute cu plăci triunghiulare.

Construcția fiind foarte dificilă și prețul de cost, deci, mare, acest tip de presă are utilizări restrânse (în special la presarea semințelor de bumbac decorticat).

XIV. PULVERIZAREA LICHIDELOR

GENERALITĂȚI

În multe operații fizice sau procese chimice, între o fază lichidă și o fază gazoasă, debitul transformării este proporțional cu suprafața care separă între ele cele două faze. Mărirea suprafeței de separație se obține prin divizarea uneia dintre fazele în contact: fie prin dispersarea gazului, sub formă de bule mici, în faza lichidă, fie prin pulverizarea lichidului, în faza gazoasă.

Cea de a doua posibilitate este tratată în această secțiune.

Principalele aplicații ale pulverizării lichidelor (cifrele din paranteză se referă la dispozitivele de pulverizare—din enumerarea dela p. 678—utilizate pentru fiecare aplicație):

- a) Răcirea în circuit a apei pentru condensatoare (9, 3, 5).
- b) Pulverizarea apei de răcire în condensatoare (1).
- c) Purificarea și aerarea apei de alimentare (9, 3, 5).
- d) Spălarea gazelor (3, 4, 8).
- e) Umezirea aerului (1, 7, 4).
- f) Absorbția gazelor (3, 4, 9).
- g) Uscarea prin pulverizare (în atomizoare) (1, 7, 8).
- h) Diferite procese chimice de suprafață între gaz și lichid (1, 3, 7).
- i) Îmbogățirea unui gaz cu lichid (3, 1).
- j) Reducerea supraîncălzirii vaporilor (1).
- k) Spălarea lichidelor (3, 1).
- l) Spălarea și umezirea corpurilor solide (2, 5).
- m) Îndepărtarea spumei (3, 4, 5).
- n) Pulverizarea insecticidelor și a fungicidelor (3, 6, 7).
- o) Stingerea incendiilor (6).
- p) Vopsirea prin pulverizare (7).
- q) Metalizarea (7).
- r) Arderea combustibililor lichizi (1, 7, 8).

În U.R.S.S., s'a reușit să se usuce prin pulverizare paste cu vâscozitate mare. Înainte de pulverizare, pasta este tratată (între câteva minute și o oră) într-o moară vibratorie, care o aduce în starea de a fi pompată, sub presiune, prin duza pulverizatorului¹⁾.

FORMAREA PICĂTURILOR

Divizarea unui curent de lichid în picături trece prin câteva stadii intermediare:

- a) Curentul de lichid este transformat într-o pânză continuă, plană sau conică, în dispozitivul de pulverizare.
- b) Pânza este ruptă în filamente fine, sub influența frecării între pânza de lichid și mediul ambiant. Dacă dispozitivul de pulverizare produce dela început filamente, în loc de pânză continuă, prima fază (a) nu mai există.

¹⁾ Semihátov S. N. și Balșin R. V.: Uscarea pastelor. În: Calculul, construirea și cercetarea aparaturii și a mașinilor pentru industria chimică, publicat de Ministerul Construcției de Mașini și Aparare din U.R.S.S., Nr. 5 (1950).

c) Tot sub influența frecării de gazul ambiant, filamentele devin inegale în grosime, fenomen analog cu cel al formării valurilor pe o suprafață întinsă de apă bătută de vânt.

d) Filamentele se rup în părțile lor subțiri și, prin acțiunea tensiunii superficiale, formează picături inegale. Picăturile mari provin din porțiunile mai groase ale filamentului, iar cele mici, din alungirea filamentului în momentul ruperii.

Când o pânză continuă și subțire de lichid este proiectată cu viteză mare, dintr-o duză, ea rămâne continuă până la o distanță, unde se rupe în filamente și apoi în picături.

Când pânza de lichid este foarte fină, la marginile ei se produc, înainte de rupere, ondulații și bătaii ca la o pânză expusă în bătaia vântului. Aceste ondulații pot fi atât de importante, încât pânza de lichid să se ruleze, formând, la rupere, filamente tubulare care produc, mai departe, picături goale, alcătuite dintr-o peliculă subțire de lichid care închide o cantitate de aer.

CARACTERISTICELE PULVERIZĂRII

Calitatea pulverizării și efectele obținute depind de următorii factori :

α) mărimea picăturilor ; β) uniformitatea mărimii picăturilor ; γ) suprafața picăturilor ; δ) distribuția picăturilor ; ϵ) structura picăturilor ; ζ) debitul lichidului pulverizat.

α) *Mărimea picăturilor* este funcție de grosimea pânzei de lichid și de mărimea forței de rupere : cu cât pânza de lichid este mai subțire și forța de rupere este mai mare, cu atât picăturile sunt mai mici. Forța de rupere este cu atât mai mare, cu cât viteza relativă între pânza de lichid și gazul înconjurător este mai mare. Viteza lichidului depinde de presiunea sub care funcționează duza de pulverizare. Distanța dintre duză și linia de rupere a pânzei nu depinde de grosimea, ci de viteza ei, astfel încât, pentru o aceeași duză, dimensiunea picăturilor este cu atât mai mică, cu cât presiunea de lucru este mai mare și cu cât debitul duzei este mai mic.

Viscozitatea lichidului influențează puțin mărimea picăturilor (o viscozitate mai mare produce picături puțin mai mari). Între 1 și 10 cP, creșterea mărimii picăturilor din cauza viscozității nu prezintă importanță.

Densitatea lichidului influențează în sens invers mărimea picăturilor : un lichid cu densitate mai mare, având, în aceeași condiții, o energie cinetică mai mare, produce picături mai mici.

Tensiunea superficială a lichidului influențează în sens direct mărimea picăturilor.

β) *Uniformitatea mărimii picăturilor*. Din ruperea filamentelor de lichid rezultă picături inegale. Repartizarea mărimii picăturilor depinde de : principiul de funcționare și mărimea duzei, diametrul orificiului, presiunea de funcționare, debitul, constantele fizice ale lichidului.

În tabela 1 este redată repartizarea mărimii picăturilor produse de duze cu con gol de diferite orificii și funcționând sub diferite presiuni ; cifrele din coloanele tabelii reprezintă numărul de picături pe grupele de mărimi din prima coloană. În toate cele șase cazuri din tabelă, cantitatea de lichid pulverizată este aceeași. Cum rezultă din aceeași tabelă, duzele mici și care funcționează sub presiune mare dau o repartizare mai strânsă de picături mici. Deaceia, când este necesară o pulverizare fină, este preferabil să se folosească mai multe duze mici decât o singură duză mai mare.

Tabela 1

Repartizarea mărimii picăturilor

Diametrul picăturilor μ	Diametrul orificiului, mm					
	1,6		2,2		3,25	
	Presiunea, kgf/cm ²					
	3,5	7	14	7	14	14
	Numărul picăturilor					
> 17,5	375	800	1 700	100	300	100
17,5 — 37,5	200	280	580	60	150	50
37,5 — 75	160	180	260	41	100	45
75 — 125	50	60	70	26	34	27
125 — 175	27	31	35	14	18	15
175 — 250	19	23	27	9	12	11
250 — 350	8	9	11	5	8	6
350 — 450	2	4	4	4	7	3
450 — 550	1	1	—	2	1	2
> 550	1	—	—	1	—	—

În tabela 2 sunt date, după M. I. Lurie, rezultatele laboratorului VTI. obținute cu o duză cu diametrul orificiului de 0,2 mm.

Tabela 2

Repartizarea mărimii picăturilor (VTI)

Diametrul picăturilor μ	Repartizarea mărimii picăturilor (% printr'o duză cu diametrul de 0,2 mm, la presiunile :		
	20 at	40 at	50 at
0 – 12,5	2,0	3,0	5,0
12,5 – 25	18,0	22,0	27,0
25 – 50	30,0	32,5	36,0
50 – 75	25,0	20,5	19,5
75 – 100	13,0	14,5	8,5
100 – 125	6,0	4,5	3,0
125 – 150	3,0	2,0	1,0
> 150	3,0	1,0	1,0

Din aceleași încercări s'a mai constatat repartizarea neuniformă a mărimii picăturilor în conul de pulverizare : în partea exterioară a conului, picăturile mici, cu diametri între 0 și 25 μ , au predominat în proporție de 80%.
O duză mică, cu pânza de lichid curgând laminar, dă picături mici de uniformitate maximă.

Repartizarea mărimii picăturilor corespunde ecuației :

$$F_d = e^{-bd^n}, \quad (1)$$

în care :

- b este o constantă ;
- d — diametrul picăturilor ;
- n — constantă ;
- F_d — fracțiunea de lichid cu picături mai mari decât d .

În coordonate $\log 1/F$, $\log d$, ecuația (1) este reprezentată printr'o dreaptă.
În unele aplicații ale pulverizării (de exemplu la uscarea prin pulverizare) interesează în special diametrul maxim al picăturilor.
Pentru duzele cu presiune, diametrul maxim poate fi dedus din relația :

$$D = K \frac{8 \sigma g}{\gamma_a w^2},$$

în care :

- D este diametrul maxim al picăturii, în m ;
- σ — tensiunea superficială, în kgf/m ;
- g — accelerația pământească, în m/s² ;
- γ_a — greutatea specifică a aerului, în kgf/m³ ;
- w — viteza curentului la ieșirea din duză, în m/s ;
- K — coeficient care depinde de proprietățile lichidului ; pentru apă $K = 2,5$, $\sigma = 0,00745$ kgf/m ; pentru alcool $K = 3,5$, $\sigma = 0,0023$ kgf/m ; pentru glicerină $K = 5,0$, $\sigma = 0,0065$ kgf/m.

Pentru pulverizatoarele rotative (cu disc) :

$$D = \frac{98,5}{n} \sqrt{\frac{\sigma}{\gamma_l R}},$$

unde :

- R este raza discului, în m ;
- n — turația discului, în rot/min ;
- γ_l — greutatea specifică a lichidului, în kgf/m³.

γ) *Suprafața picăturilor.* În cele mai multe aplicații, o suprafață totală mare a picăturilor este scopul principal care se urmărește prin pulverizare. Cu cât picăturile sunt mai mici, cu atât suprafața lor totală este mai mare.

Pentru pulverizarea cu gaz, ecuația empirică (2) dă diametrul mediu al picăturilor din care se poate calcula apoi suprafața totală a picăturilor pe unitatea de cantitate de lichid. Diametrul mediu este diametrul unei picături care are același raport între volum și suprafață, ca suma tuturor picăturilor :

$$D_0 = \frac{585}{v} \sqrt{\frac{\sigma}{\rho}} + 597 \left(\frac{\eta}{\sqrt{\sigma \rho}} \right)^{0,45} \left(1000 \frac{Q_1}{Q_2} \right)^{1,5}, \quad (2)$$

unde :

- D_0 este diametrul mediu al picăturilor, în μ ;
- Q — volumul lichidului pulverizat, în m³ ;
- Q_2 — volumul gazului folosit pentru pulverizare, în m³ ;
- v — viteza relativă a gazului față de a lichidului, în m/s ;
- η — vîscozitatea lichidului, în P ;
- ρ — densitatea lichidului, în g/cm³ ;
- σ — tensiunea superficială, în dyne.

Deoarece, în ecuația (2), ultimul termen este mic față de primul, rezultă că viscozitatea influențează puțin suprafața totală a picăturilor, când raportul lichid/gaz este obișnuit.

δ) *Distribuția picăturilor* în spațiul din jurul pulverizatorului depinde de construcția lui și va fi arătată odată cu descrierea tipurilor de pulverizatoare.

ε) *Structura picăturilor*. În anumite condiții de turbulență, picăturile pot fi goale în interior. Această structură este uneori avantajoasă, de exemplu la uscarea prin pulverizare, când se urmărește să se obțină o pulbere de greutate specifică mică, ușor de dizolvat într'un lichid. Când, din contra, se urmărește să se obțină, prin uscare, un produs dens (volum mic de ambalaj), pulverizarea trebuie să producă picături pline și de mărimi diferite.

ς) *Debitul lichidului pulverizat* variază mult cu diametrul orificiului, cu presiunea de funcționare și cu construcția pulverizatorului. Se cunosc debite între 4 și 400 l/h, pentru o singură duză. La descrierea tipurilor de pulverizatoare se vor arăta și debitele pe care le pot produce.

CLASIFICAREA PULVERIZATOARELOR

Numeroasele tipuri de pulverizatoare — construite pentru a satisface cele mai variate cerințe — pot fi clasificate în trei grupe: 1) duze cu presiune; 2) duze cu gaz (pneumatice); 3) pulverizatoare rotative (centrifuge).

1. Duze cu presiune

Lichidul de pulverizat, sub presiune de câteva atmosfere este silit să treacă prin duză. Picăturile se formează, fie prin instabilitatea curgerii (p. 670) fie prin lovirea lichidului de aer, de o placă sau de alt jet de lichid.

Duzele cu presiune se construiesc în următoarele variante:

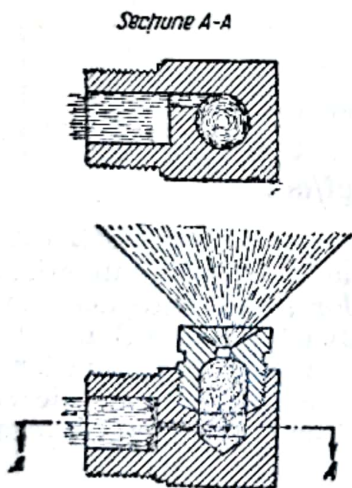


Fig. 1. Duză cu con gol (alimentare tangențială).

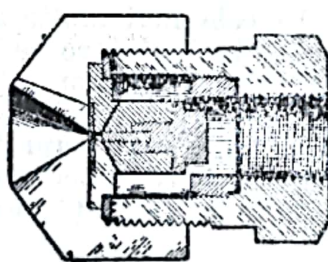


Fig. 2. Duză cu con gol (alimentare tangențială).

a) *Duze cu con gol*. Lichidul sub presiune este adus într'o mișcare de vârtaj, prin introducerea tangențială în camera duzei, anterioară orificiului (fig. 1 și 2), sau cu ajutorul unei spirale montate în corpul duzei (fig. 3 și 4). Lichidul iese din duză în formă de pânză conică, goală în interior, care, la o anumită distanță, se rupe în filamente și apoi în picături fine.

Date numerice:

Diametrul orificiului	0,5—50 mm;
Debitul duzei	0,04—800 l/min;
Presiunea de funcționare:	20 kgf/cm ² ;
excepțional (pentru praful de lapte)	70—500 kgf/cm ² ;
Unghiul conului	15—135°.

Duze cu diametru mare se folosesc la pulverizarea apei (în lacurile de răcire), la spălarea materialelor solide, la aerarea apei, etc.

Duze cu diametru mic se folosesc la uscarea prin pulverizare (atomizare), la condiționarea aerului (spălare și umezire), la pulverizarea combustibililor lichizi (arzătoare), la absorbția gazelor, etc.

La presiune constantă, debitul este proporțional cu secțiunea orificiului. La aceeași duză, debitul este aproximativ proporțional cu rădăcina pătrată a presiunii; la presiuni înalte, proporționalitatea nu mai corespunde, din cauza frecărilor.

Până la 10 cP, viscozitatea lichidului nu influențează debitul duzei.

Deschiderea conului trece printr'un maxim, când presiunea lichidului crește. La duzele cu spirală, deschiderea conului depinde de proporțiile spiralei; o spirală cu pasul scurt produce un con larg.

b) **Duze cu con plin.** Se folosesc, când lichidul trebuie repartizat uniform pe un plan perpendicular pe direcția de pulverizare (spălarea gazelor sau a solidelor, răcirea și aerarea apei, etc.). Un exemplu de construcție de duză cu con plin este reprezentat în fig. 5; principial, construcția acestei duze este asemănătoare cu cea a duzei cu con gol; deosebirea constă în introducerea unui jet direct central de lichid, care lovește vârtejul periferic de lichid.

Formarea picăturilor este provocată, în mare măsură, de această lovire, la care se adaugă și turbulența rezultată. Uniformitatea repartizării picăturilor este condiționată de proporționarea justă a celor două cantități de lichid.

De obicei, cantitatea de lichid în vârtej este mai mare decât cea din jetul central. Uneori (reacții chimice), cele două lichide pot fi diferite, în scopul unei amestecări intime.

Conuri pline pot rezulta chiar fără jet central de lichid, când unghiul conului este mic. În acest caz, construcția este identică cu cea a duzelor cu con gol.

c) **Duze cu împrăștiere plană.** Conul de împrăștiere poate fi transformat într'un plan de împrăștiere, dacă în locul orificiului circular se prevede o deschidere alungită și canale distribuitoare de lichid pe fața interioară a plăcii, în care este tăiată deschiderea (fig. 6). Același rezultat se obține și prin două duze înclinate una față de cealaltă. La o distanță oarecare de duză (funcție de presiunea inițială), pânza continuă de lichid se rupe

în filamente, și acestea, în picături. Repartizarea lichidului nu este uniformă: marginile pânzei sunt mai bogate în lichid, iar picăturile provenite din

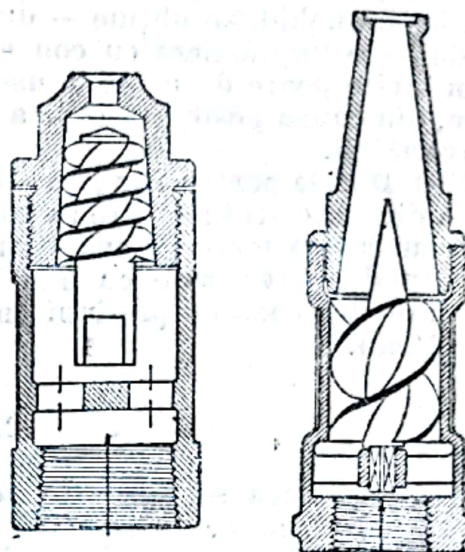


Fig. 3. Duză mică cu con gol (alimentare cu spirală). Fig. 4. Duză mare cu con gol (alimentare cu spirală).

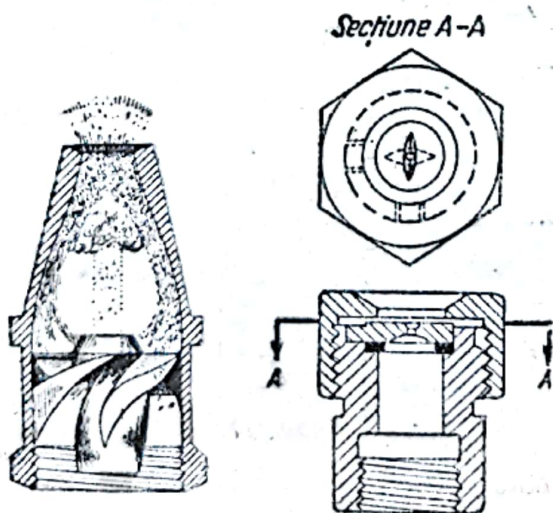


Fig. 5. Duză cu con plin. Fig. 6. Duză cu împrăștiere plană.

porțiunile extreme sunt mai mari. Neuniformitatea este mai accentuată la duzele mici sau la răspândiri de peste 50° .

Astfel de duze se construiesc pentru debite între 0,4 și 80 l/min. Unghiul de răspândire variază între 10° și 130° .

d) Pulverizare prin lovire. Dacă un jet de lichid lovește o suprafață sau un alt jet de lichid, se obține — după condițiile dinamice și geometrice ale sistemului — o împrăștiere cu con gol, plană, sau în formă de disc. Pulverizarea prin lovire poate da picături mai uniforme decât celelalte mijloace de pulverizare, din cauza posibilității de a realiza o curgere laminară a lichidului înaintea pulverizării.

e) Duzele pentru stingerea incendiilor au rolul de a produce o ceață constituită din picături fine, care răcesc repede flăcările asupra cărora sunt proiectate prin suprafața mare de evaporare expusă gazelor calde. Se folosește, de obicei, un cap de pulverizare cu mai multe duze.

Funcționează cu presiuni între 3,5 și 14 kgf/cm² și cu debite până la 800 l/min.

2. Duze cu gaz

Pulverizarea se face sub acțiunea unui gaz (de obicei aer sau abur) cu viteză foarte mare. Lichidul de pulverizat intră în duză sub o presiune mică, prin cădere liberă sau prin aspirație. Amestecul gaz-lichid se face, fie într-o cameră, înainte de ieșirea din duză (fig. 7), fie imediat după ieșirea celor două lichide, prin canale diferite (fig. 8).

Tipul cel mai cunoscut de pulverizator cu gaz este pistolul pentru vopsire.

Pulverizatoarele cu gaz dau



Fig. 7. Duză cu gaz.

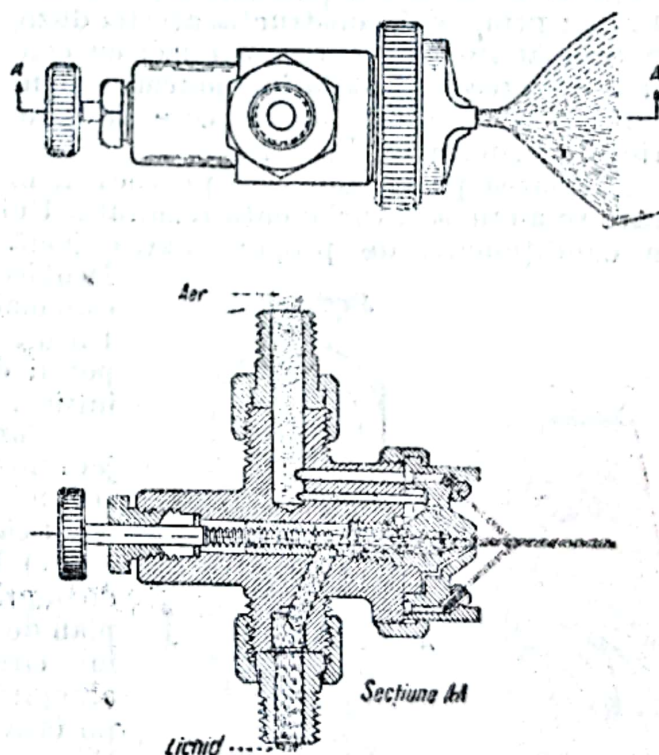


Fig. 8. Duză cu gaz.

picături foarte fine. Debitele sunt mici (până la 40 l/h). Puterea necesară este mai mare decât la celelalte tipuri de duze.

Aplicații: vopsire, pulverizarea insecticidelor și a fungicidelor, umezirea aerului, umezirea materialelor solide.

Date numerice:

Pentru vopsirea prin pulverizare:

Presiunea aerului 1,5–6,0 kgf/cm²;

Debitul aerului 0,1–0,2 m³/min;

Pentru umezirea aerului:

Debitul de apă 4–40 l/h;

Raportul aer/apă 0,3–0,7 m³/l;

Presiunea aerului aproximativ 2,0 kgf/cm²;

Pentru injectoare de combustibil lichid:

Presiunea aburului 1,5–7,0 kgf/cm²;

Raportul abur/combustibil 0,10–0,15 kg/kg.

3. Pulverizatoare rotative

Acestea sunt formate dintr'un corp învârtitor — disc, cupă, sau alte construcții mai complicate — care, acționate de un motor electric sau de o turbină, execută între câteva sute și câteva mii de rotații pe minut (fig. 9 și 10). Lichidul este adus pe corpul învârtitor, prin cădere liberă, și este răspândit, sub acțiunea forței centrifuge, în formă de pânză, care apoi se rupe în filamente, și acestea, în picături. La pulverizatoarele rotative, forța centrifugă îndeplinește rolul presiunii, dela celelalte tipuri de pulverizatoare.

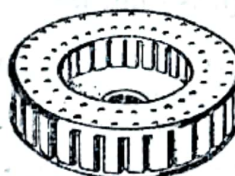


Fig. 9. Rotor deschis pentru uscare prin pulverizare.



Fig. 10. Rotor închis pentru uscare prin pulverizare.

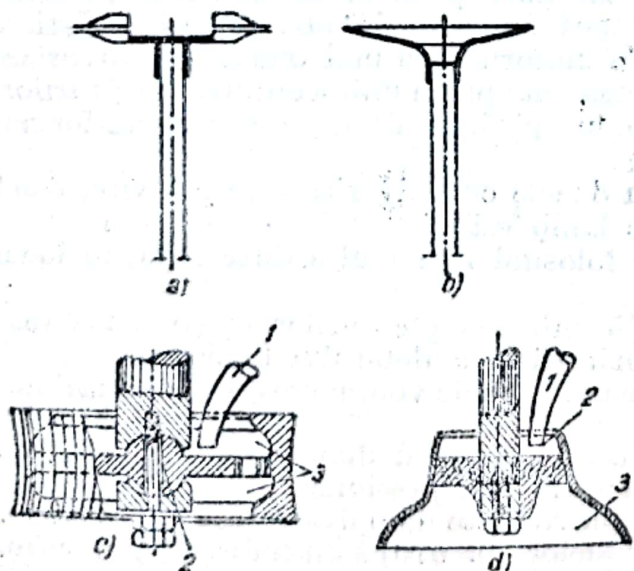


Fig. 11. Pulverizatoare rotative.

Discul cu două sau cu mai multe canale (fig. 11, a) se folosește pentru lichide cu vâscozitate redusă.

Diametrul canalelor este de aproximativ 10 mm.

Dispozitivele rotative se folosesc la pulverizarea suspensiilor, a emulsiilor sau a lichidelor vâscoase. Ele sunt construite ca unități mici (pentru umezirea aerului sau pentru arzătoarele de combustibil lichid) și mari (pentru uscare prin pulverizare-atomizare). Picăturile rezultate sunt cu atât mai mici, cu cât viteza este mai mare și debitul mai mic. Debitul variază între 4 și 400 l/h.

În fig. 11 sunt reprezentate schemele unor pulverizatoare rotative folosite în uscare prin pulverizare:

Pentru tratarea lichidelor cu viscozitate mare se folosește discul adâncit din fig. 11, b. Lichidul este împrăștiat de marginile discului într-o pânză subțire și continuă care, la o mică distanță se rupe în picături fine.

În fig. 11, c este reprezentată schema unui pulverizator cu două suprafețe de pulverizare. Lichidul adus prin conducta 1 cade pe discul 2 și ajunge pe suprafețele de împrăștiere 3. Discul 2 este fixat pe arborele de rotire, printr-o articulație sferică, pentru asigurarea echilibrării.

În pulverizatorul din fig. 11, d, în formă de clopot, lichidul intră prin 1, în cupa superioară 2 și este repartizat de o serie de canale pe suprafața clopotului de pulverizare 3.

Turația acestor pulverizatoare variază între 4 000 și 20 000 rot/min.

Pulverizatoarele tangențiale, de tipul moriștei hidraulice, se folosesc uneori, în cazurile în care o pulverizare fină nu este condiția principală.

ALEGEREA PULVERIZATOARELOR ȘI A CONDIȚIILOR DE LUCRU

La alegerea celui mai potrivit pulverizator și a condițiilor optime de lucru trebuie să se țină seamă de următoarele reguli:

α) *Mărimea picăturilor.* Duzele mici produc picături mai mici decât duzele mari.

La duzele cu presiune, mărimea picăturilor descrește, cu creșterea presiunii de funcționare.

La pulverizatoarele cu gaz, mărimea picăturilor scade cu creșterea raportului gaz/lichid și cu creșterea presiunii gazului; presiunea lichidului nu influențează în mod apreciabil mărimea picăturilor.

La pulverizatoarele rotative, mărimea picăturilor scade cu creșterea vitezei de rotație, cu scăderea viscozității și cu scăderea debitului.

În condiții de lucru normale, pulverizatoarele cu gaz produc picături mai mici decât duzele cu presiune, sau decât pulverizatoarele rotative.

β) *Uniformitatea picăturilor.* Duzele mici produc, în general, picături de mărime mai uniformă decât duzele mari, cu excepția duzelor cu împrăștiere plană, la care unitățile mai mari dau o uniformitate mai bună. La pulverizatoarele cu gaz, mărimea duzei influențează mai puțin uniformitatea picăturilor.

Duzele de presiune cu con gol produc picături de mărime mai uniformă, decât cele cu con plin.

Uniformitatea cea mai bună o dau duzele cu pulverizare prin lovire, când curgerea pânzei inițiale de lichid este laminară.

Uniformitate mai bună se obține folosind mai multe duze mici, în locul unei duze cu debit mare.

La pulverizatoarele rotative, uniformitatea picăturilor crește cu viteza de rotație și scade cu creșterea viscozității și a debitului lichidului.

γ) *Suprafața totală a picăturilor,* pe unitatea de volum crește, când mărimea picăturilor scade.

δ) *Debitul lichidului* variază în același sens, cu diametrul orificiului, cu presiunea lichidului și — la duzele cu gaz — cu presiunea gazului.

ε) *Lichidele viscoase* sunt mai bine pulverizate de pulverizatoarele rotative.

Pentru aplicațiile pulverizării lichidelor (p. 670) sunt indicate, prin cifre, pulverizatoarele folosite. Cifrele se referă la următoarele tipuri de pulverizatoare:

1. Duze de presiune.
2. Duze de presiune cu con gol și cu unghi mare de împrăștiere.
3. Duze de presiune cu con plin și cu unghi mare de împrăștiere.

4. Duze de presiune cu unghi mic de împrăștiere.
5. Duze cu împrăștiere plană.
6. Pulverizatoare prin lovire.
7. Pulverizatoare cu gaz.
8. Pulverizatoare rotative cu disc sau cu cupă.
9. Pulverizatoare tangențiale.

Prima cifră din lista aplicațiilor dela p. 670 indică tipul cel mai răspândit de pulverizator; cele mai puțin răspândite urmează în ordine.

XV. SEPARAREA GAZELOR DE PULBERI ȘI CETURI

CONSIDERAȚII GENERALE

În multe industrii se pune problema separării prafului din curentul de gaze rezultat în procesele de fabricație, fie în scopul recuperării prafului de materiale valoroase (în industria metalurgică, chimică, a negrului de fum, a cimentului, a calcarului, sulfului, hârtiei, etc.), fie în scopul evitării contaminării atmosferei cu fum, praf și ceturi toxice.

În cele ce urmează, va fi expusă teoria și vor fi descrise tipurile de aparate pentru separarea gazelor de pulberi și de ceturi.

Materia primă se prezintă sub formă de amestecuri de substanțe gazoase, lichide și solide, formând sisteme alcătuite dintr-o fază dispersă (particule solide sau lichide) și o fază dispersantă gazoasă.

Sistemele omogene sunt caracterizate prin faptul că particulele care constituie faza dispersă au dimensiunile moleculelor și ale atomilor.

Sistemele neomogene au ca fază dispersă particule de substanțe solide sau lichide cu dimensiuni între 0,05 și 40 μ (tabela 1).

Tabela 1

Dimensiunile particulelor de pulberi și de ceturi

Denumire	Diametrul particulei μ	Denumirea	Diametrul particulei μ
Praf :		Fum :	
Ciment	40	Tutun	0,25
Făină	15—20	Clorură de amoniu . .	0,1—1
Zinc afânat	15	Oxid de zinc	0,05
Cărbune	10	Ceață :	
Pigmenți	2—5	Acid sulfuric	1,1—0,16
Zinc condensat	2	Rășinile din distilatoru.	
Oxid de zinc	0,5	de gudroane	0,1

După modul în care rezultă sistemele gazoase neomogene, se deosebesc :

a) *Sisteme gazoase cu fază dispersă, rezultate din acțiuni mecanice* : mărunțirea și măcinarea solidelor, pulverizarea lichidelor și alte operații prin care

particule solide sau lichide se dispersează într'un curent de gaz (antrenări de praf în cuptoare, etc.). Dimensiunile particulelor variază, de obicei, între 0,5 și 50 μ și constituie faza dispersă, cunoscută în tehnică sub numele de *praf*.

β) *Sistemele gazoase cu fază dispersă, rezultate*: 1) prin *condensarea vaporilor*, cu formare de ceață; — un exemplu tipic este formarea particulelor foarte fine de acid sulfuric din vapori de anhidridă sulfurică și aerul umed —; sau 2) prin *reacții chimice* (de exemplu, formarea clorurii de amoniu), în special prin reacții de ardere, cu formare de fum.

METODE ÎNTRU PURIFICAREA GAZELOR

Particulele cu dimensiuni mai mici decât 1 μ sunt agitate de mișcarea browniană, efect al energiei cinetice a particulelor mediului gazos dispersant. Particulele cu dimensiuni mai mici decât 0,1 μ , practic nu mai sunt sub acțiunea gravitației și, în consecință, pot sta în suspensie timp îndelungat fără să sedimenteze.

Dimensiunile particulelor determină alegerea principiului de realizare constructivă a aparatului necesar în procesul de purificare a gazelor.

Se deosebesc următoarele metode de purificare:

— *Purificarea pe cale mecanică*, în care separarea particulelor se face sub acțiunea unei forțe mecanice, a gravitației sau a forței centrifuge, și cu schimbarea direcției gazului.

— *Purificarea umedă a gazelor*, prin trecerea lor printr'un strat de lichid sau prin stropire cu lichid.

— *Purificarea gazelor prin filtrare prin suprafețe sau straturi poroase*, care rețin particulele în suspensie.

— *Purificarea electrică a gazelor*, prin sedimentarea particulelor dispersate în gaz, cu ajutorul unui câmp electric de înaltă tensiune.

— *Purificarea gazelor prin dispozitive sonice*, în care aerosolii pot fi aglomerati și purificați sub influența undelor sonice de înaltă frecvență, care provoacă ciocnirea particulelor și aglomerarea lor.

PURIFICAREA GAZELOR PE CALE MECANICĂ

1. Teoria sedimentării sub acțiunea gravitației

Metoda cea mai obișnuită pentru purificarea gazelor constă în sedimentarea particulelor în suspensie, sub acțiunea gravitației. Viteza de cădere în vid a corpurilor cu dimensiuni mari este:

$$w = gt, \quad (1)$$

unde:

w este viteza de cădere în vid, în m/s;

g — accelerația pământescă, în m/s²;

t — timpul de cădere, în s.

Această formulă se aplică, cu destulă exactitate, și căderii în aer a corpurilor grele, când frecarea între suprafața corpului și gaz este neglijabilă; micșorarea efectului gravitației este de 0,05—0,1%.

La căderea particulelor cu dimensiuni mai mici decât 100 μ , rezistența mediului gazos crește atât de mult, încât, după un interval relativ scurt dela începutul căderii, aceste particule ating o viteză constantă, care este viteza

lor finală de cădere. Deoarece rezistența mediului micșorează efectul gravitației, mișcarea particulelor trece, dintr-o mișcare uniform accelerată, într-o mișcare uniformă. Viteza particulelor în faza de cădere uniformă se numește *viteză de sedimentare* și se notează cu w_0 , în m/s. Această viteză depinde de masa și de dimensiunile particulelor, cum și de viscozitatea și greutatea specifică a mediului dispersant.

Viteza constantă de sedimentare a particulelor se atinge atunci când gravitația care acționează asupra lor devine egală cu rezistența mediului gazos.

Rezistența mediului se determină cu formula lui Newton :

$$S = \zeta \gamma_2 A \frac{w_0^2}{2g};$$

sau, pentru particulele de formă sferică :

$$S = \zeta \gamma_2 \frac{\pi d^2}{4} \frac{w_0^2}{2g}, \quad (2)$$

unde :

S este rezistența mediului, în kgf;

ζ — coeficientul de rezistență (nedimensional);

γ_2 — greutatea specifică a mediului dispersant, în kgf/m³;

$A = \frac{\pi d^2}{4}$ — proiecția secțiunii transversale a particulei sferice pe direcția de mișcare a acesteia, în m²;

d — diametrul particulei, în m;

w_0 — viteza particulei, în m/s.

Pentru particule cu formă sferică, dispersate în mediul gazos, greutatea este egală cu :

$$G = \frac{\pi d^3}{6} (\gamma_1 - \gamma_2),$$

unde γ_1 este greutatea specifică a particulei, în kgf/m³.

Particula ajunge la viteza constantă, adică la viteza de sedimentare w_0 , atunci când :

$$S = G,$$

sau :

$$\zeta \gamma_2 \frac{\pi d^2}{4} \frac{w_0^2}{2g} = \frac{\pi d^3}{6} (\gamma_1 - \gamma_2);$$

de unde :

$$w_0 = \sqrt{\frac{4 g d (\gamma_1 - \gamma_2)}{3 \gamma_2 \zeta}}. \quad (3)$$

Ecuatia (3) reprezintă legea sedimentării particulelor sub acțiunea gravitației într-un mediu gazos imobil, pentru orice domeniu de mișcare a particulelor. Pentru aceasta este suficient să se înlocuiască în ecuație valoarea coeficientului ζ , ca funcție a numărului lui Reynolds din fig. 1.

Cum rezultă din grafic, pentru $Re < 1$ coeficientul de rezistență este :

$$\zeta = \frac{24}{Re},$$

sau :

$$\zeta = \frac{24 \eta g}{dw_0 \gamma_2},$$

unde η este viscozitatea mediului, în kgf s/m^2 .

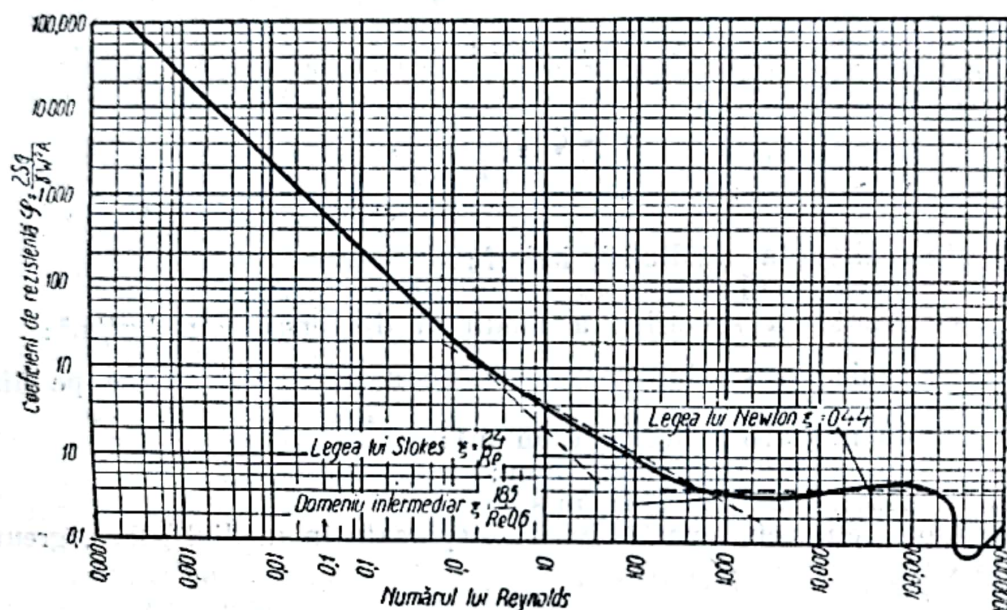


Fig. 1. Diagrama ζ , Re .

Înlocuind valoarea lui ζ , în formula (3), rezultă :

$$w_0 = \frac{d^2 (\gamma_1 - \gamma_2)}{18 \eta}, \quad (4)$$

care este cunoscută ca legea lui Stokes și se aplică în cazul unor particule de $3-100 \mu$. Rezultă că, pentru $Re < 1$, viteza de sedimentare a particulelor sferice este proporțională cu pătratul diametrului și cu diferența între greutatea specifică a particulei și a mediului dispersant (gaz), și invers proporțională cu viscozitatea mediului.

Greutatea specifică a mediului gazos fiind foarte mică în comparație cu cea a particulei în suspensie, ea poate fi neglijată, astfel că viteza de sedimentare se exprimă prin formula :

$$w_0 \approx \frac{1}{18} \frac{d^2 \gamma_1}{\eta}. \quad (5)$$

Pentru valori ale numărului lui Reynolds între 500 și 150 000, valoarea coeficientului de rezistență devine $\zeta = 0,44$, astfel că viteza de sedimentare a particulelor sferice, într'un gaz imobil, este (conform legii lui Newton) :

$$w_0 = 1,74 \sqrt{\frac{gd(\gamma_1 - \gamma_2)}{\gamma_2}}. \quad (6)$$

Cum se vede în fig. 1, în domeniul intermediar ($1 < Re < 1000$), valoarea coeficientului de rezistență este :

$$\zeta = \frac{18,5}{Re^{0,6}},$$

care, înlocuită în formula (3), conduce la viteza de sedimentare a particulelor pentru acest caz.

Pentru valorile lui $Re = 0,0001$, diametrul particulelor se apropie de mărimea parcursului liber al moleculelor mediului gazos dispersant, când începe să se manifeste mișcarea browniană. Deaceia, la sedimentarea particulelor care au diametrul mai mic decât $3 \cdot 10^{-4}$ cm, trebuie să se introducă în formulă un factor de corecție. În acest caz :

$$w'_0 = w_0 \left(1 + A \frac{l_0}{d} \right), \quad (7)$$

unde :

w_0 este viteza de sedimentare, dedusă din legea lui Stokes ;
 $l_0 = 10^{-6}$ cm — drumul liber mijlociu al moleculei de gaz ;
 $A = 14 \dots 20$ — constantă. Pentru intervalul în care legea lui Stokes este valabilă, diametrul critic al particulelor este egal cu :

$$d_{critic} = \sqrt[3]{\frac{18 \eta^2 g}{(\gamma_1 - \gamma_2) \gamma_2}}. \quad (8)$$

Diametrul critic este diametrul maxim al particulei la care se mai aplică legea lui Stokes ($Re = 1$). Se obține din ecuația (8a).

Cunoscând dimensiunile particulelor, deci și legea după care ele vor sedimenta, se poate determina valoarea ζRe^2 ; înlocuind, în relația (3), valoarea w_0 din expresia numărului lui Reynolds :

$$Re = \frac{w_0 d \gamma_2}{\eta g},$$

rezultă :

$$\zeta Re^2 = \frac{4}{3} \frac{d^3 \gamma_2 (\gamma_1 - \gamma_2)}{\eta^2 g}.$$

Deoarece în intervalul în care legea lui Stokes este valabilă, $\zeta = \frac{24}{Re}$ sau $\zeta Re = 24$, rezultă din relația precedentă :

$$Re = \frac{1}{18} \frac{d^3 \gamma_2 (\gamma_1 - \gamma_2)}{\eta^2 g}. \quad (8a)$$

Cu această valoare a lui Re se obține viteza teoretică de sedimentare din :

$$w_0 = \frac{Re \eta g}{d \gamma_2}. \quad (9)$$

Practic însă, viteza de sedimentare a particulelor solide dintr'un curent de gaz este mult mai mică decât cea calculată teoretic ; pentru particulele cu

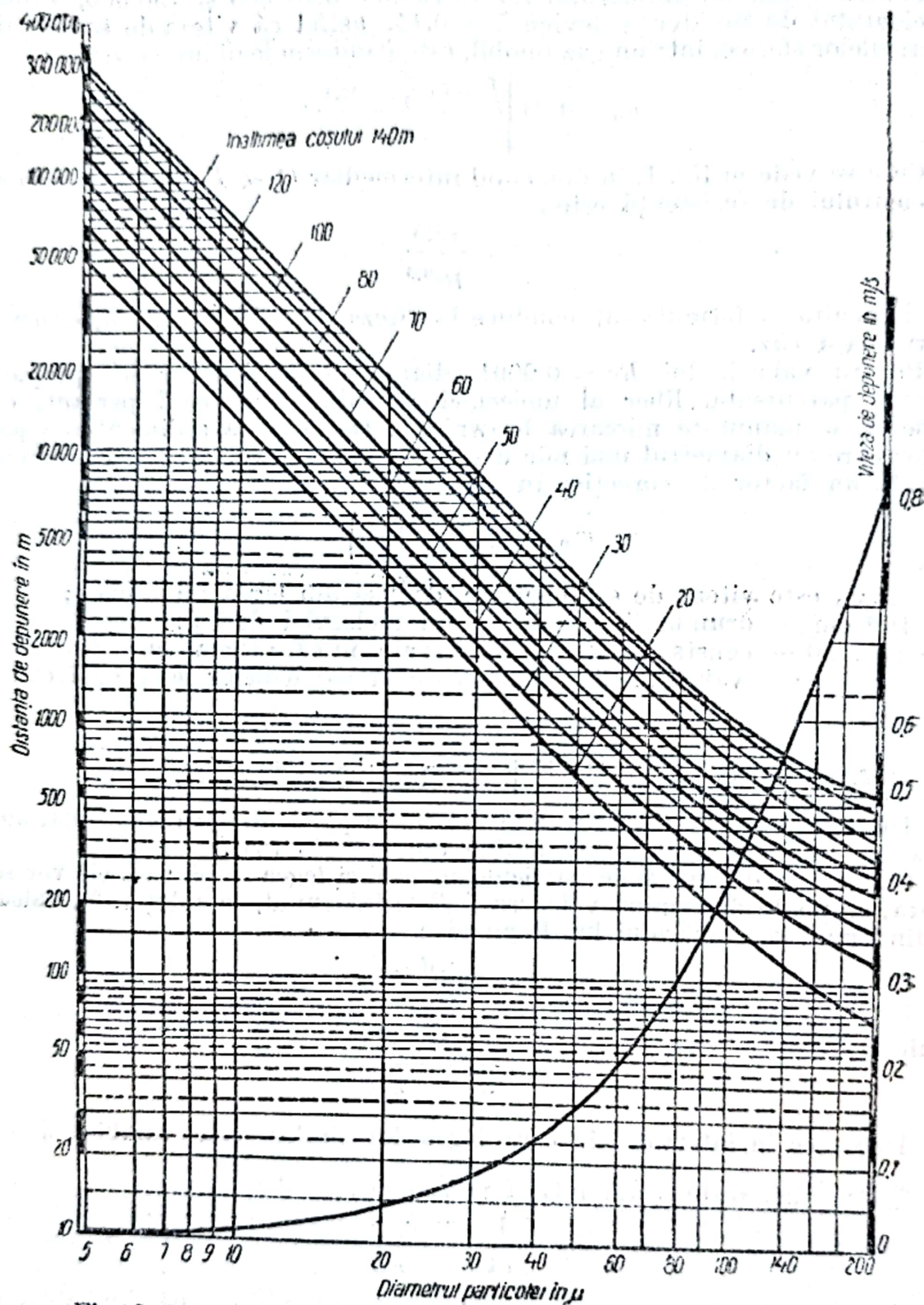


Fig. 2, Viteza și distanța de depunere a prafului din coșuri.

formă neregulată, viteza de sedimentare este numai 50–60% din viteza teoretică de sedimentare a particulelor sferice.

În diagrama din fig. 2 sunt date viteza de sedimentare și distanța până la care pot ajunge, prin plutire, particulele de praf cu $\gamma_1 = 2 \text{ g/cm}^3$, care ies din

coșuri de fabrică cu înălțime de 20–140 m, în exterior viteza vântului fiind de 3,6 m/s.

De exemplu, pentru un coș cu înălțimea de 60 m, praful de 20–30 μ se depune cu o viteză de 0,05 m/s, iar cel de 80 μ , cu 0,3 m/s; distanța de plutire până la atingerea pământului este de circa 5 000 m, pentru particule de 20–30 μ , și de circa 700 m, pentru particule de 80 μ .

2. Debitul aparatelor pentru purificarea gazelor sub acțiunea gravitației

Principiul celor mai simple aparate pentru purificarea gazelor prin sedimentare sub acțiunea gravitației este redat în fig. 3 care reprezintă o cameră de desprăfuire.

Notății :

- v — viteza gazului, în m/s;
- w_0 — viteza de sedimentare a particulelor, în m/s;
- l — lungimea aparatului, în m;
- h — înălțimea aparatului, în m;
- b — lățimea aparatului, în m;
- A — secțiunea transversală a camerei, în m^2 ;
- F — secțiunea orizontală a camerei, în m^2 ;
- Q — debitul de gaz, în m^3/s .

Particulele solide în suspensie, care intră în cameră împreună cu curentul de gaz, execută două mișcări : pedeoparte urmează drumul gazului dealungul aparatului, cu viteza v , iar pedealtăparte, sub acțiunea gravitației tind să cadă pe verticală, cu viteza w_0 . Viteza absolută de mișcare va fi rezultanta acestor două mișcări. Notând cu t timpul de trecere a gazului în cameră, în s. viteza gazului va fi :

$$v = \frac{l}{t},$$

iar timpul t , necesar pentru sedimentarea particulelor care încă se mai depun, se exprimă prin :

$$t = \frac{h}{w_0}.$$

Din ambele ecuații rezultă :

$$v = \frac{lw_0}{h}.$$

Debitul de gaz care trece prin cameră este :

$$Q = Av = bhv = bh \frac{lw_0}{h} = blw_0,$$

sau

$$Q = Fw_0,$$

unde $F = bl$.

Din formula de mai sus se deduce că debitul de gaz al unei camere de desprăfuire, pentru o viteză de sedimentare dată, depinde de secțiunea orizontală a aparatului în plan, și nu de înălțimea lui. Ca atare, trebuie să se asigure

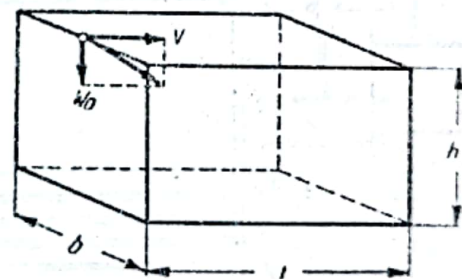


Fig. 3. Schemă pentru separarea prafului în camerele de desprăfuire.

o repartitie cât mai uniformă a gazului pe toată lățimea camerei pentru ca toată suprafața orizontală a acesteia să participe la sedimentarea gazului. Oricum ar fi construite, în camerele de desprăfuire nu se poate obține un grad de desprăfuire mai mare decât 70%, din care cauză aceste camere servesc mai mult pentru purificarea prealabilă a gazelor calde de particulele de praf cu dimensiuni mai mari.

3. Camere de desprăfuire

Neputându-se realiza un parcurs suficient de mare prin canale lungi, camerele simple nu dau totdeauna rezultatele așteptate. Deaceia, se recurge

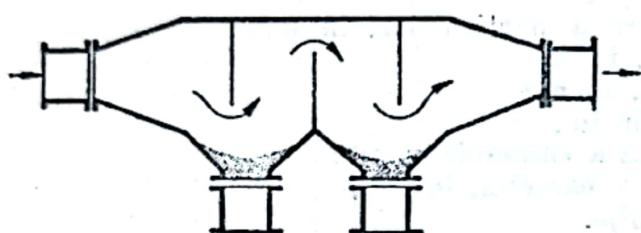


Fig. 4. Cameră de desprăfuire cu șicane verticale.

carea gazelor rezultate la prăjirea piritelor în fabricile de acid sulfuric. Conținutul mediu de praf în aceste gaze este de 2–5 g/m³ gaz. Dimensiunile

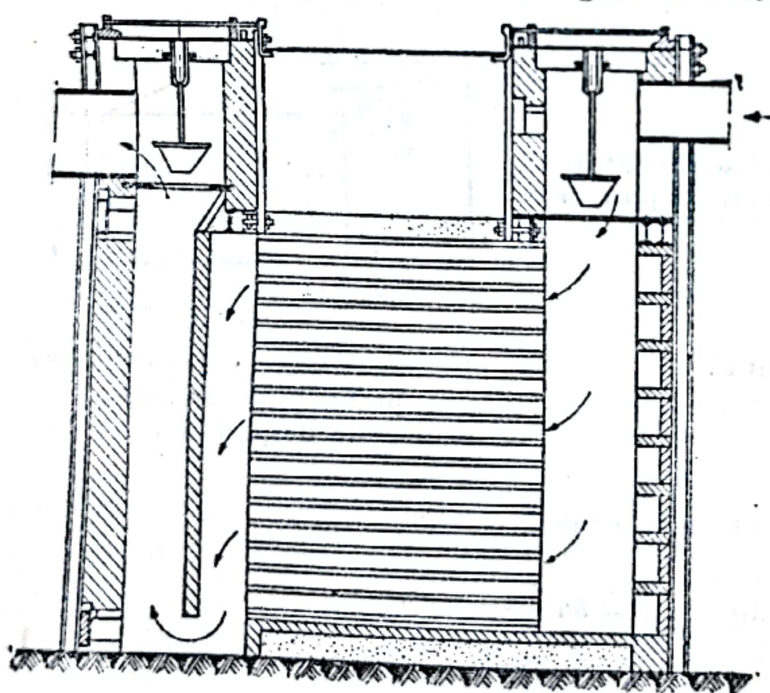


Fig. 5. Separator de praf cu pereți despărțitori orizontali.

la camere cu pereți despărțitori verticali (fig. 4), cu ajutorul cărora se mărește considerabil parcursul gazului, provocându-se, în același timp, și șocuri care micșorează viteza gazului, ambii factori contribuind la o sedimentare mai bună a particulelor solide.

Camerele de desprăfuire se utilizează cel mai des la purificarea gazelor rezultate la prăjirea piritelor în fabricile de acid sulfuric. Conținutul mediu de praf în aceste gaze este de 2–5 g/m³ gaz. Dimensiunile camerelor se aleg în funcție de debitul și de viteza curentului de gaz; această viteză trebuie să fie sub viteza limită de sedimentare, corespunzătoare particulelor cu dimensiunile cele mai mici.

De obicei, viteza gazului nu depășește 0,3–0,4 m/s. Pentru mărirea suprafeței totale de sedimentare, la unele construcții de camere se folosesc pereți despărțitori înclinați.

O construcție interesantă pentru purificarea prealabilă a cantităților mari de gaz se vede în fig. 5, care reprezintă o cameră de sedimentare în care curentul de gaz se împarte în straturi, atunci când este constrâns să treacă printr-o serie de

pereti orizontali, despărțitori, de tablă de oțel, distanțați la 40–100 mm.

Praful depus pe pereții despărțitori este curățat periodic, cu ajutorul unor răzuitoare introduse prin orificii speciale. Pentru funcționarea continuă, aceste aparate se construiesc cu două compartimente independente; în timp ce unul funcționează, celălalt este curățat.

În fig. 6 este reprezentată o cameră de desprăfuire cu sârme; dimensiunile camerei ajung până la 100 m lungime, 50 m lățime și 6–7 m înălțime;

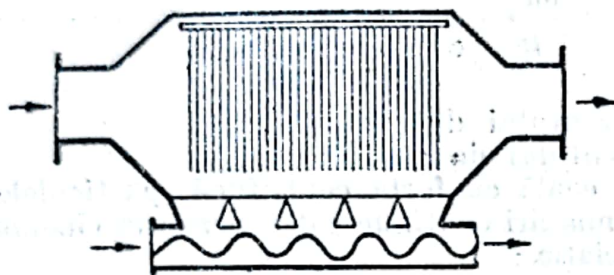


Fig. 6. Camera de desprăfuire cu sârme verticale.

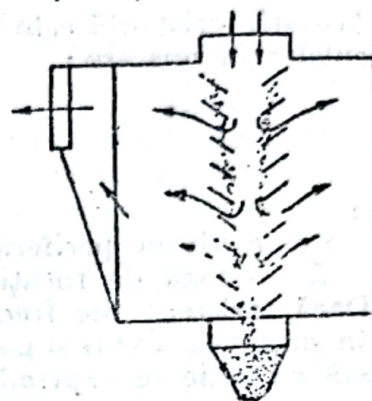


Fig. 7. Separator de praf prin inerție.

În interiorul camerei sunt montate sârme cu diametrul de 3 mm și lungimea de 7 m, suspendate de tavan la o distanță de circa 50 mm una de alta. Particulele solide din gaz se lovesc de sârme și se depun. Praful depus pe sârme este îndepărtat cu un mecanism automat de scuturare și cade în colectoarele dela baza camerei, de unde este evacuat cu ajutorul unui transportor elicoidal. Desavantajele acestor camere sunt: cantitatea mare de sârmă și volumul lor mare, — necesitând investiții mari — cum și pierderile de presiune a gazului la trecerea prin cameră, — necesitând dispozitive de tiraj costisitoare.

În fig. 7 este redată schema unui desprăfuitor care funcționează prin inerție. Gazele cu praf intrate în cameră, sunt obligate să-și schimbe brusc direcția și astfel se separă de particulele pe care le conțin și care se adună la partea inferioară. Într-un astfel de separator se pot depune particule cu diametrul de 50 μ .

4. Teoria sedimentării particulelor solide din gaze, sub acțiunea forței centrifuge

La sedimentarea prafului în camere, viteza de sedimentare este determinată de dimensiunile și de greutatea specifică a particulelor în suspensie. Pentru a mări viteza de depunere a particulelor se folosesc aparatele numite cicloane, care utilizează forța centrifugă. În cicloane, forța centrifugă ia naștere prin schimbarea continuă a direcției de mișcare a curentului de gaz.

Datorită masei lor relativ mari, drumul particulelor de praf în suspensie este diferit de cel al curentului de gaz. Gazul circulă după o circumferință cu raza oarecare R , în timp ce particulele solide se desprind de curentul de gaz, mișcându-se mai departe pe traiectorii cu rază de curbura crescândă, până când se depun pe peretele ciclonului.

Presupunând că sedimentarea particulelor se face potrivit legii lui Newton și admitând că rotația gazului cu particule în suspensie se face în straturi,

rezistența de trecere a particulei prin mediul gazos este exprimată prin formula :

$$S = \zeta A \gamma_2 \frac{w_0^2}{2g}.$$

Această rezistență este învinsă de forța centrifugă C , dezvoltată de masa particulelor în mișcare :

$$C = \frac{mv^2}{R}, \quad (10)$$

unde :

v este viteza periferică a curentului de gaz, în m/s;

R — raza de rotație a curentului de gaz, în m.

Dacă rezistența de frecare este egală cu forța centrifugă, particulele de praf în suspensie vor fi supuse unei mișcări continue către periferia ciclonului. Această condiție se exprimă prin relația :

$$C = S,$$

sau

$$\frac{mv^2}{R} = \zeta A \gamma_2 \frac{w_0^2}{2g},$$

în care, înlocuind valoarea masei m și a suprafeței A , cu :

$$m = \frac{\pi d^3}{6g} \gamma_1 \quad (11)$$

și

$$A = \frac{\pi d^2}{4}$$

și rezolvând ecuația în raport cu viteza de sedimentare w_0 , rezultă :

$$w_0 = \sqrt{\frac{4d \gamma_1 v^2}{3 \zeta R \gamma_2}}. \quad (12)$$

Pentru particulele în mișcare, la care rezistența mediului este dată de legea lui Stokes $\left(\zeta = \frac{24}{Re}\right)$, se poate scrie :

$$S = 3 \pi d w_0 \eta.$$

În acest caz, condiția de mișcare a particulelor în suspensie, datorită forței centrifuge, este :

$$3 \pi d w_0 \eta = \frac{mv^2}{R}.$$

Înlocuind valoarea masei m din relația (11), se obține, pentru viteza de sedimentare :

$$w_0 = \frac{d^2 \gamma_1 v^2}{18 \eta R g} \quad (13)$$

Analizând formulele (12) și (13) se constată că viteza de sedimentare în separatoarele centrifuge de praf (cicloane) crește cu mărirea vitezei curentului de gaz și scade cu creșterea razei ciclonului.

Teoretic, viteza reală de sedimentare în cicloane va fi rezultanta dintre viteza de cădere liberă sub influența gravitației și viteza de sedimentare datorită forței centrifuge; dar, deoarece viteza de sedimentare prin acțiunea gravitației are o valoare mică în comparație cu viteza de sedimentare prin acțiunea forței centrifuge, viteza căderii libere poate fi neglijată.

5. Tipuri de separatoare de praf centrifuge

a) Cicloane. Ciclonul este cel mai simplu separator centrifug. În fig. 8 este reprezentat schematic un astfel de aparat, care este alcătuit dintr'un corp cilindric vertical, cu fundul conic.

Gazul care conține în suspensie particule de praf, se introduce printr'un racord de intrare montat tangențial, cu o viteză v de obicei de 10–40 m/s. Intrând în corpul cilindric al ciclonului, curentul de gaz continuă să circule de-a lungul suprafeței interne a aparatului. În mișcarea circulară a gazului în jurul axului aparatului, particulele în suspensie sunt aruncate, sub acțiunea forței centrifuge, către pereții exteriori ai cilindrului unde se acumulează și apoi cad în colectorul conic de praf.

Gazul, după ce face câteva rotații, coborînd spre partea inferioară a ciclonului, iese prin conducta de evacuare, montată în axul ciclonului.

Dacă gazul face multe rotații, înainte de a părăsi aparatul, există posibilitatea ca, fiind desprăfuit, să se ciocnească de curentul de gaz proaspăt care intră în ciclon, producând „șocuri hidraulice”, care au drept rezultat pierderea de presiune și, în consecință, un consum suplimentar de energie pentru împingerea gazului.

Pentru reducerea consumului de energie, constructorii de cicloane urmăresc posibilitatea ca gazul să facă numai o singură rotație.

S'a încercat să se realizeze acest lucru, prin montarea, în interiorul ciclonului, a unui perete despărțitor vertical A în spirală (fig. 9), care să împiedice amestecarea curentului proaspăt de gaz cu cel vechi. Rezultatele nu au fost concludente.

În fig. 10 este reprezentat tipul de ciclon sovietic D-9 care funcționează cu randament bun și cu o mică pierdere de presiune.

În figură sunt indicate dimensiunile constructive ale ciclonului, în funcție de diametrul d al corpului cilindric principal. Pentru un gaz cu greutatea specifică $\gamma = 1,32 \text{ kgf/m}^3$, diametrul se poate calcula cu formula :

$$d = 1,43 \sqrt{\frac{Q}{v_i}} \quad (14)$$

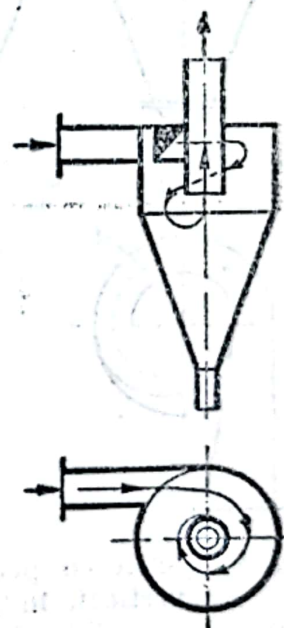


Fig. 8. Ciclon.

Q fiind debitul de gaz (aer), în m^3/s . Viteza v_i a gazului la intrare se deduce din relația :

$$v_i = 1,08 \sqrt{\Delta p \left(1 + \frac{t}{273}\right)},$$

unde :

Δp este pierderea de presiune în ciclon, în mm col. apă (pentru un randament satisfăcător $\Delta p = 40 \dots 60$ mm);

t — temperatura de regim a curentului de gaz, $^{\circ}\text{C}$.

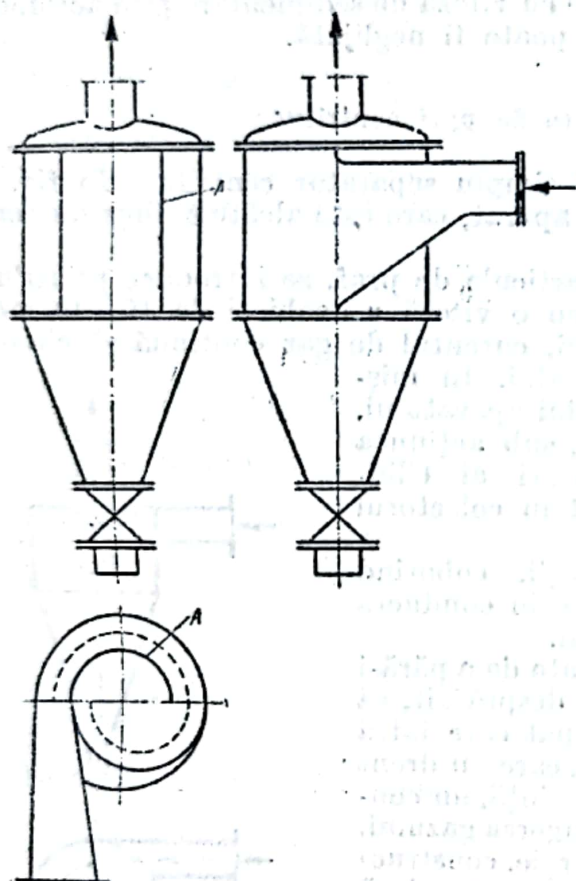


Fig. 9. Ciclon cu perete despărțitor vertical, în spirală.

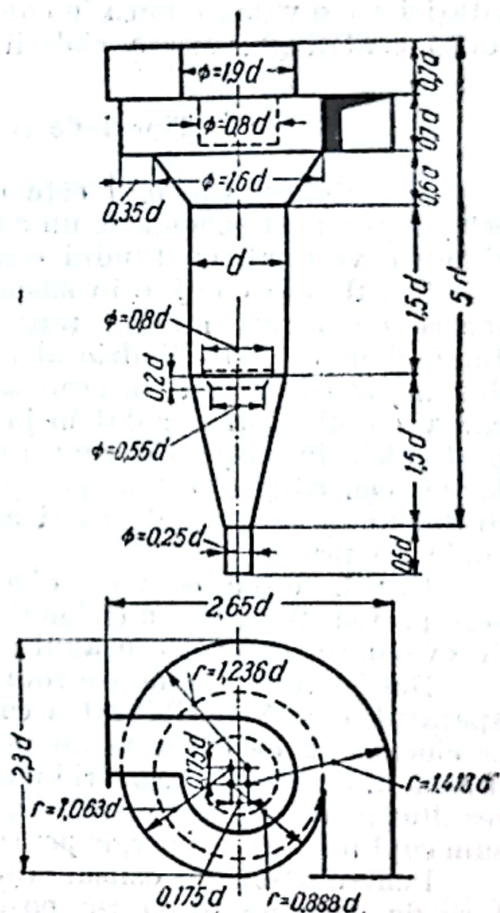


Fig. 10. Ciclon sovietic tip D-9.

Cum s'a demonstrat cu formulele (12) și (13), rezultă că viteza de sedimentare a particulelor crește cu viteza curentului de gaz și cu micșorarea razei R de rotație a gazului, adică cu micșorarea diametrului ciclonului, deoarece, prin aceasta, se mărește forța centrifugă $C = mv^2/R$. Prima cale conduce la o creștere considerabilă a rezistenței care se opune gazului la trecerea prin ciclon; peste anumite valori ale vitezei curentului de gaz (25 m/s), randamentul ciclonului scade, datorită creșterii turbulenței.

În fig. 11 este redată schema unui desprăfuitor cu două cicloane. În ciclonul principal 4, gazul intră tangențial, rotându-se în jurul unui cilindru cu deschideri în jaluzele dirijate în același sens cu rotația gazului. Praful este dirijat,

de curentul de gaze, în al doilea ciclon, auxiliar, 5, de dimensiuni mai mici, unde se depun și suspensii mai fine, care nu s'au depus în primul ciclon.

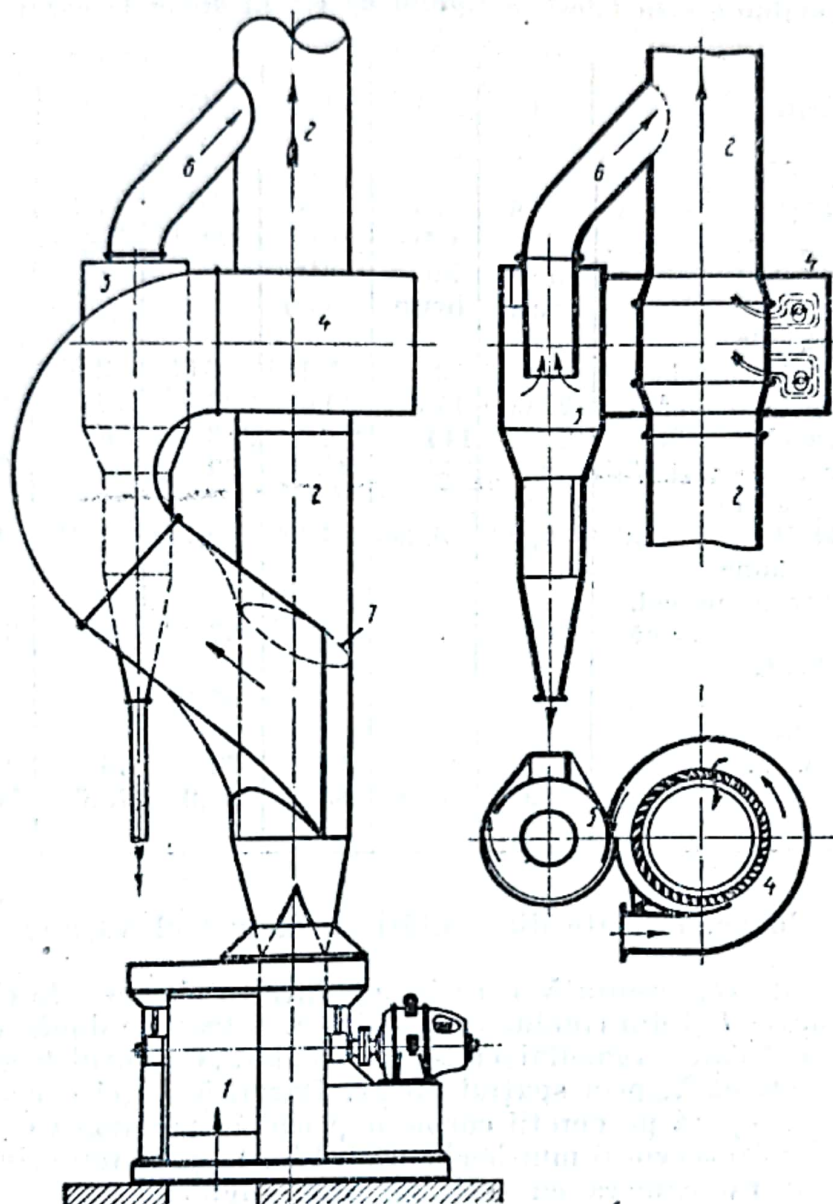


Fig. 11. Desprăfuitor cu două cicloane :

1—exhaustor; 2—coș de tablă; 3—intrarea gazului; 4—ciclon principal; 5—ciclon secundar; 6—ieșirea gazului purificat; 7—clapetă pentru circuit direct.

Rezultatele practice obținute cu un astfel de ciclon, pentru un praf cu greutate specifică $\gamma = 2$, sunt date în tabela 1.

Rezultatele obținute prin folosirea tipului de ciclu dublu la cazane de abur sunt date în tabela 2.

Datorită faptului că, prin micșorarea razei ciclonului, s'au putut obține creșteri apreciabile ale vitezei de sedimentare a particulelor, s'a recurs la construcția bateriilor de cicloane

Tabela 1
Randamentul de desprăfuire
în ciclu principal

Dimensiunea particulelor μ	Randamentul de desprăfuire %
< 60	9,9
40—60	97,0
20—40	93,0
14—20	85,0

Tabela 2

Rezultate obținute prin folosirea tipului de ciclon dublu la cazane de abur

Instalația	I	II	III	IV	V	VI	VII
Debitul cazanului. . . . t/h	28	37	33	50	20	8	28
Combustibilul	Căr- bune brun	Căr- bune brun	Huică (antra- cit)	Huică	Lignit	Antra- cit	Praf de huică
Puterea calorică infe- rioară kcal	2 117	2 295	5 484	6 000	2 300	6 900	5 000
Debitul de gaze de . . . m ³ /h	127 000	17 000	90 000	223 000	78 000	25 000	186 000
Temperatura gazelor . . °C	127	144	161	218	240	133	161
Praf separat kg/h	258	376	518	252	193	73	459
Conținutul de praf în gazul desprăfuit . . . g/m ³	0,297	0,356	1,04	0,171	1,215	0,118	0,179
Pierdere de presiune în desprăfuitor . mm col. apă	50	50	36	37	36	35	37
Praf în gazul brut, peste 60 μ %	48	45	70	65	38	90	66
Praf în gazul brut, peste 40 μ %	63	61	78	78	46	93	81
Gradul de desprăfuire . %	88,6	87,0	85,0	87,0	75,6	96,0	93,3

sau de multicicloane, formate din unități cu diametrul variind între 150 și 250 mm.

În fig. 12 este reprezentată o secțiune printr'un element de ciclon format din corpul cilindric 1 și din conducta de ieșire 2. Între cele două conducte este prevăzută o elice 3, care dă gazului o mișcare circulară. Curentul de gaz pătrunde, de la partea superioară, prin spațiul înelar. Datorită forței centrifuge, particulele de praf se separă pe pereții corpului și cad în porțiunea conică a ciclonului și, de aici, în rezervorul multiciclonului. Fig. 13 și 14 reprezintă a multiciclon montat într'o cameră cu secțiune dreptunghiulară 1, asemănător cu țevile dintr'un schimbător tubular de căldură. Elementele sunt montate între cele două plăci tubulare 2 și 3. Curentul de gaz cu particule în suspensie intră, prin racordul 4, în spațiul dintre plăcile tubulare și se repartizează în toate elementele. Gazul purificat trece în spațiul de deasupra plăcii superioare și iese prin racordul 5. Praful sedimentat se colectează în rezervorul conic 6. Camera și plăcile se fac din oțel, iar elementele, din fontă turnată.

Debitul Q' în m³/s, a curentului de gaz, cu densitatea 1,32, care trece printr'un element al bateriei, este :

$$Q' = 0,02055 \Delta p \sqrt{\frac{273 + t}{273}}, \quad (15)$$

în care rezistența Δp a ciclonului poate atinge 35–50 mm col. apă.

Pentru un debit total Q al curentului de gaz, numărul n de elemente cicloane necesare este :

$$n = \frac{Q}{Q'}$$

Consumul de energie al separatoarelor cu cicloane este de 0,2 — 0,4 kWh/1000 m³ gaze.

Calculul cicloanelor separatoare de praf.

Notatii :

x — distanța radială maximă pe care o parcurg, în ciclon, particulele în suspensie, până la sedimentarea lor, în m ;

R — raza ciclonului, în m ;

φ — unghiul la centru, corespunzător parcursului curentului de gaz în ciclon, în rad ;

v — viteza periferică a curentului de gaz, în m/s ;

t — durata de trecere a gazului prin ciclon, în s.

Drumul parcurs de particulele de gaz, în ciclon, este :

$$vt = R\varphi,$$

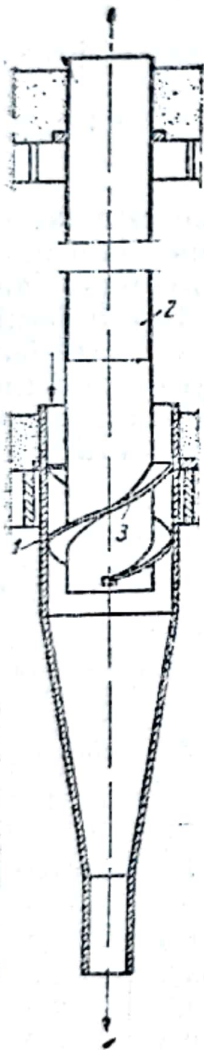


Fig. 12. Secțiune printr'un element de multiciclon.

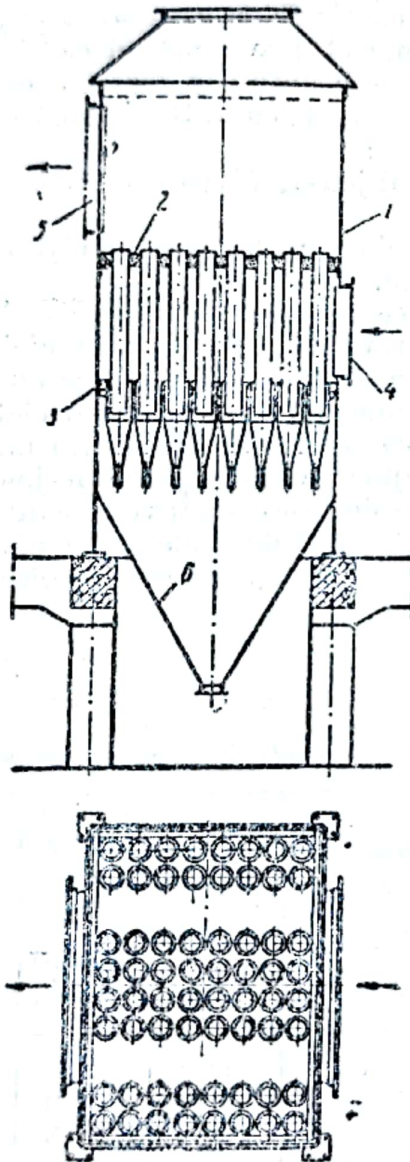


Fig. 13. Secțiune printr'un multiciclon.

de unde :

$$t = \frac{R\varphi}{v} \quad (16)$$

Drumul parcurs, în direcția razei, de particulele care se depun, este :

$$x = w_0 t,$$

unde w_0 este dat de ecuația (13).

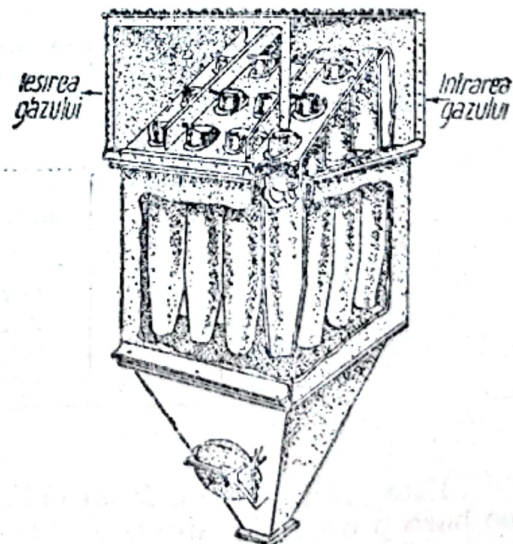


Fig. 14. Multiciclon.

Din ecuațiile (13) și (16) rezultă :

$$x = 0,0555 \frac{\gamma_1 d^2 \varphi v}{\eta g} \quad (17)$$

Gradul de purificare al gazului, adică procentul de praf separat, va fi cu atât mai mare, cu cât dimensiunile particulelor care se separă într'un ciclon dat, vor fi mai mici. Analizând formula (17) se constată că diametrul particulelor în suspensie, care sedimentează sub acțiunea forței centrifuge, va fi cu atât mai mic, deci gradul de purificare va fi cu atât mai mare, cu cât :

- a) valoarea lui x va fi mai mică;
- b) temperatura gazului va fi mai joasă, (deoarece la temperaturi joase, viscozitatea gazului scade);
- c) greutatea specifică a particulelor în suspensie va fi mai mare;
- d) viteza gazului va fi mai mare.

Aceste concluzii rezultă și din ecuația (13).

Ecuația forței centrifuge (10) arată că separarea în cicloane este favorabilă particulelor cu dimensiuni mari. Așadar, particulele cu dimensiuni mai mari ar trebui să se separe în întregime, iar la ieșirea din ciclon, curentul de gaz ar trebui să mai conțină numai particule cu dimensiuni mici. În interiorul cicloanelor sunt însă totdeauna vârtejuri de sus în jos și de jos în sus, care fac ca particule mari să ajungă în gazele de ieșire și, invers, cantități de praf fin să fie prinse și colectate împreună cu praful de dimensiuni mai mari; deaceia există totdeauna o suprapunere în granulația particulelor colectate sau rămase în gaze (v. tabela 3).

Tabela 3

Analiza granulației particulelor separate în separatoare cicloane

Dimensiunea particulelor	Praf dela cupatoare de ciment %		Cenușa dela cazane de combustibil pulverizat %		Praf dela uscătoare de sodă calcinată %		Praf dela uscătoare de roce argiloase %	
	Captat	Pierderi	Captat	Pierderi	Captat	Pierderi	Captat	Pierderi
0-10	34,3	87,0	35,1	86,8	11,7	91,5	61,9	93,9
10-20	17,8	10,6	23,5	9,0	12,6	6,2	33,3	2,6
20-40	20,6	1,9	22,7	3,3	20,4	1,5	4,2	2,6
>44	27,3	0,5	18,7	0,9	55,3	0,8	0,6	0,9

Este greșit să se măsoare eficacitatea de separare a prafului într'un ciclon pe baza procentelor diferitelor fracțiuni de mărimi de particule. S'a constatat, însă, că eficacitatea ciclonului descrește pe măsură ce crește finețea medie a materialului.

Studii practice au dus la constatarea că randamentul unui ciclon poate fi apreciat pe baza procentului de praf cu mărimea de 10 μ , în praful colectat. Diagrama din fig. 15 ilustrează acest lucru. Desigur, fiecare tip de praf și fiecare ciclon (1-5) are caracteristice bine determinate. În fig. 16 este redată repartiția probabilă a particulelor de praf, în funcție de mărimea lor.

Pentru o valoare x dată, viteza periferică v a gazului în ciclon se determină ușor cu formula (17). Se atrage atenția că această ecuație este dedusă din legea lui Stokes și se poate aplica numai în limitele în care este valabilă această lege. În cazul sedimentării particulelor cu ajutorul forței centrifuge se poate considera că legea lui Stokes se aplică între limitele la care produsul $vd = 300 - 750$, unde d este diametrul particulelor, în μ .

Dimensiunea minimă a particulelor care sedimentează în ciclon se calculează cu formula :

$$d_{min} = 3 \sqrt{\frac{\eta g R}{\pi n v \gamma_1}}, \quad (18)$$

obținută din ecuația (17), în care s'a înlocuit valoarea :

$$\varphi = 2 \pi n,$$

unde n este numărul de rotații ale curentului de gaz, de obicei egal cu 1,5, și $x = R$ este raza conductei la ieșirea din ciclon.

Se presupune că viteza periferică a curentului de gaz din ecuația (18) este constantă și că particulele în suspensie nu se influențează reciproc, ceea ce este posibil când concentrația prafului în gaz este mică și când particulele nu se aglomerează. În practică, datorită aglomerării și antrenării particulelor fine de către particulele mai mari, eficacitatea sedimentării prafului este mai mare decât cea calculată. Din această cauză, pentru cicloane cu diametrul $D = 100 - 600$ mm se utilizează formula empirică :

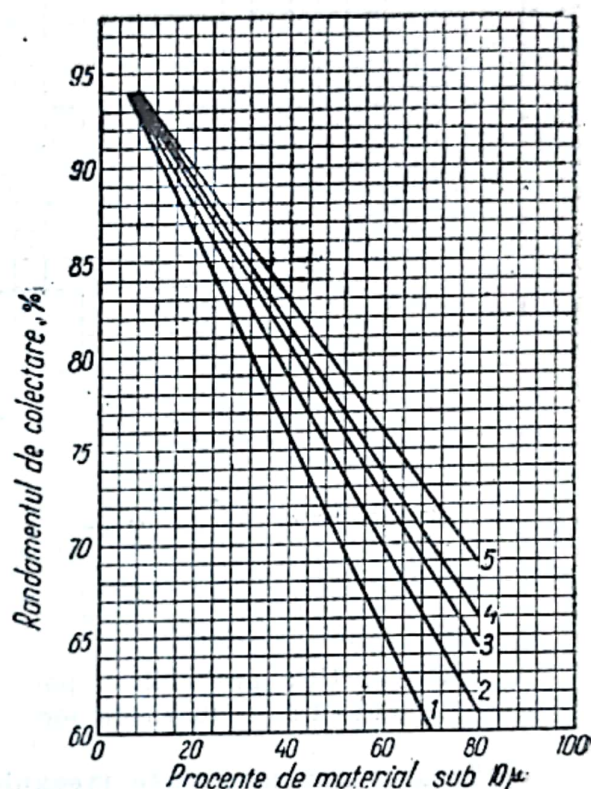


Fig. 15. Variația randamentului în funcție de procentul particulelor sub 10μ :

Temperatura $20 \dots 395^\circ\text{C}$; greutatea specifică a gazului $0,98 - 1,02 \text{ kgf/dm}^3$; concentrația minimă de praf $1,83 \text{ g/m}^3$.

$$\frac{Q}{D^2} = K \left(\frac{f}{D^2} \right) \left(\frac{d}{D} \right) \sqrt{\Delta p T}, \quad (19)$$

unde :

- Q este debitul curentului de gaz, în m^3/s ;
- K — constantă $= 32,8$ (pentru $f/D^2 = 0,125 - 0,5$ și $d/D = 0,25 - 0,75$) ;
- f — secțiunea conductei la intrare, în m^2 ;
- d — diametrul conductei la intrare, în m ;
- Δp — pierderea de presiune la trecerea prin ciclon, în mm col. apă ;
- T — temperatura absolută de regim a curentului de gaz, în $^\circ\text{K}$;
- D — diametrul ciclonului, în m .

Când se lucrează cu un gaz a cărui greutate specifică în raport cu aerul este γ , se înmulțește partea stângă a ecuației (19) cu $(p\gamma^{-1/2})$, unde p este presiunea gazului, în at .

Pierderea de presiune prin ciclon se exprimă prin formula :

$$\Delta p = \zeta \gamma \frac{v_i^2}{2g},$$

unde :

ζ este coeficientul de rezistență = 3 – 10, în funcție de construcția ciclonului ;

γ — greutatea specifică a gazului, în kgf/m³ ;

v_i — viteza gazului la intrare, în m/s.

b) **Separatoare centrifuge cu celule orizontale.** Un astfel de separator (fig. 17) are o construcție asemănătoare cu a multicicloanelor. Gazele cu praf intră prin partea dreaptă, unde sunt repartizate într-o serie de tuburi *a*, cu pereți subțiri, prinse într'un perete gros *b*. La intrarea în tuburi sunt paletetele *d*, care dau gazelor o mișcare circulară. Particulele de praf se separă și ajung în camera de desprăfuire *e*, iar gazele fără praf ies prin tuburile centrale *c*. Pierderea de presiune într'un astfel de separator este de 15–30 mm col. apă.

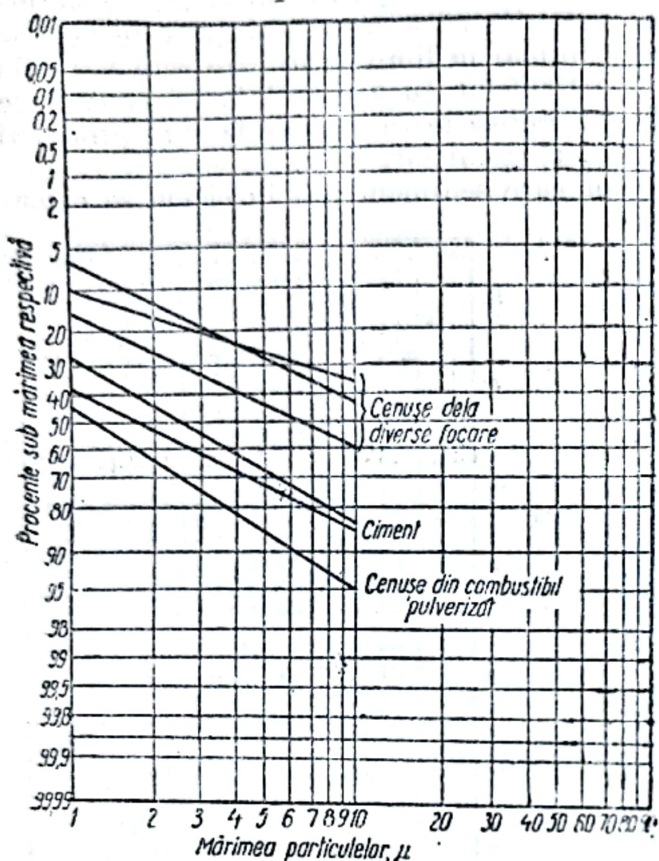


Fig. 16. Repartiția probabilă a particulelor, în funcție de mărimea lor.

c) **Separatoare centrifuge mecanice.** În fig. 18 este reprezentată schema unui aparat care are rolul dublu de aspirator și de separator. Prin rotirea discului *B* de care sunt prinse paletetele *C*, gazele cu praf sunt aspirate prin conducta centrală *A*.

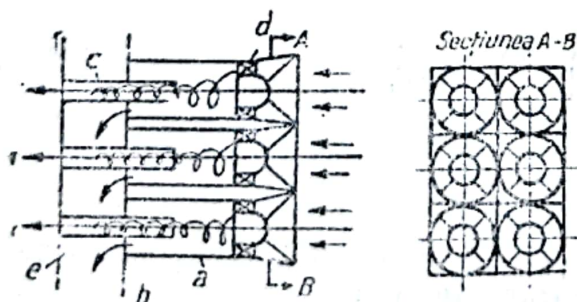


Fig. 17. Separator centrifug cu celule orizontale.

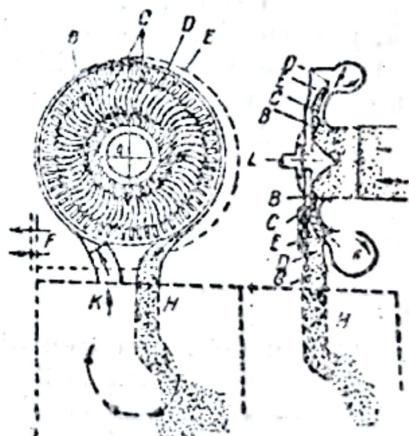


Fig. 18. Separator centrifug mecanic.

Forța centrifugă face ca particulele de praf să fie aruncate în camera colectoare de praf *E* ; gazele fără praf ies prin canalul *F*. La capătul paletetelor *C*

sunt alte palete, mici, care fac să fie menținut un curent de gaze în camera *E*. În acest fel, praful depus este condus în încăperea *H*, de unde gazele libere de praful ce se depune, intră prin conducta *K* și sunt recirculate.

Separatoarele mici de acest fel au nevoie, pentru un debit de $4,2 \text{ m}^3/\text{min}$, de o putere de 0,12 CP, iar pentru $8,4 \text{ m}^3/\text{min}$, de 1,65 CP. Separatoarele mari au nevoie, pentru $225 \text{ m}^3/\text{min}$, de o putere de 53 CP, iar pentru $566 \text{ m}^3/\text{min}$, de 75 CP.

Randamentul de separare este de 70—80%, socotit ca și pentru cicloane, pentru procentul de particule de 10μ și mai fine în praful colectat.

Separatorul Grișcenco (fig. 19) este cuplat pe același ax bore cu un ventilator 10. Gazele cu praful aspirate de ventilator trec prin orificiul central al discului de distribuție 4 și întâlnesc elicea 6, care imprimă particulelor de praful o direcție radială. Particulele de praful respinse cad pe lamelele 2, care sunt prinse numai la bază și care vibrează, și sunt apoi trimise spre periferie. Praful este colectat în spațiul circular care înconjură aparatul și apoi este evacuat. Gazul curățit este absorbit și evacuat de ventilator.

Un astfel de aparat, prin care gazele trec cu un debit de $29\,000 \text{ m}^3/\text{h}$, poate capta, la o moară cu bile pentru ciment, 4 000 kg praful în 10 minute. Depresiunea înainte de separator este de 135 mm col. apă.

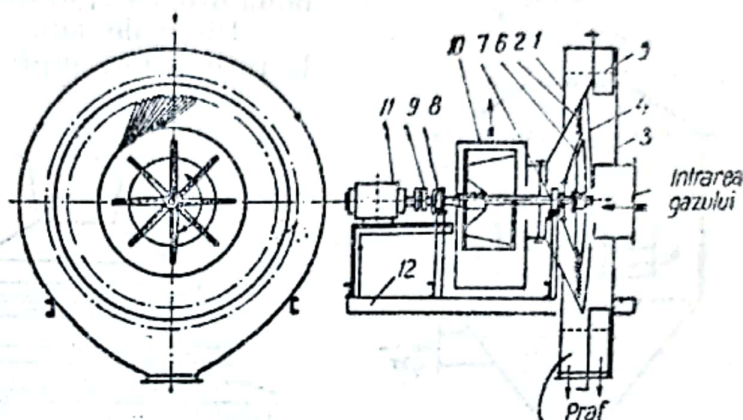


Fig. 19. Separator de praful Grișcenco :

1 — corpul separatorului; 2 — jaluzele; 3 — capacul separatorului; 4 — disc de distribuție; 5 — plasă de amortizare a curentilor de aer; 6 — elicea separatorului; 7 — lagăr interior; 8 — lagăr exterior; 9 — cuplaj cu motorul electric; 10 — ventilator centrifug; 11 — electromotor; 12 — ramă de susținere.

PURIFICAREA GAZELOR PE CALE UMEDĂ

În cazul când suspensiile solide din curentul de gaz sunt deseuri nerecuperabile, se recurge la purificarea gazului pe cale umedă, prin spălare cu apă sau cu un alt lichid.

Separarea prin umezirea particulelor se efectuează, fie prin pulverizarea lichidului în gaz, fie prin trecerea gazului prin lichid. Unele aparate pentru purificarea umedă a gazelor utilizează forțele de inerție dezvoltate de lovirea gazului de pereții umeziți cu lichid, care absoarbe și elimină particulele de suspensii din gaz. Prin dezvoltarea la maximum a suprafeței de contact dintre lichid și gaz, prin folosirea forței centrifuge și a forțelor de inerție, lichidul reține aproape complet particulele în suspensie. Gazul se răcește și se saturează cu vapori de lichid până sub punctul de rouă; particulele fine de praful având rolul de centre de condensare contribuie la aglomerarea și la separarea lor din curentul de gaz.

1. Separatorul hidraulic de praful

În fig. 20 este reprezentat schematic un separator de praful pe cale umedă (hidraulic), în care gazul este constrâns să lovească suprafața apei, și iese

umezit și purificat prin racordul dela partea superioară a aparatului. Particulele solide se sedimentează în apă și se elimină periodic printr'un racord cu ventila de golire.

2. Separatorul hidraulic cu vergele

În fig. 21 este reprezentată schema unui separator de praf alcătuit dintr'o carcasă 1 în care, pe un arbore orizontal, se mișcă două discuri 2, unite prin vergele de oțel.

Discurile sunt cufundate parțial în apă, iar la rotirea lor, suprafața vergelelor se udă cu lichid,

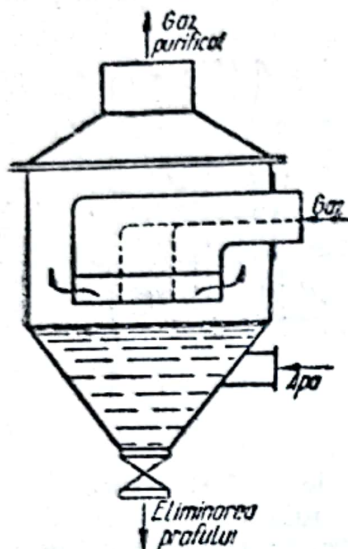


Fig. 20. Separator hidraulic de praf.

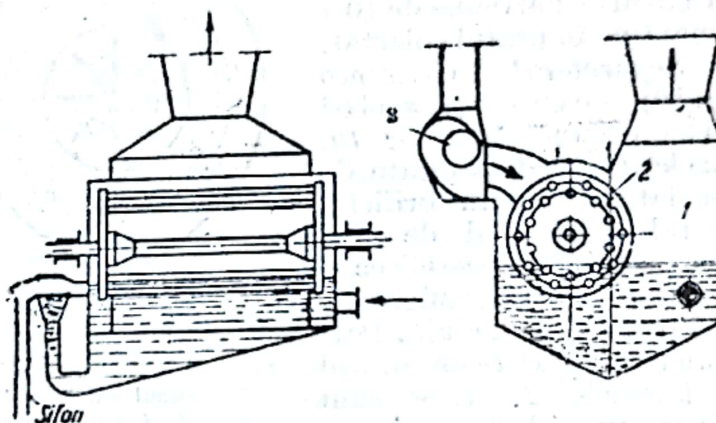


Fig. 21. Separator hidraulic cu vergele.

pelicula de lichid fiind reînnoită continuu. Curentul de gaz este introdus cu un ventilator 3, o parte din el lovind direct suprafața lichidului, iar restul străbătând prin vergelele umezite cu lichid. Praful conținut se depune pe suprafețele umede.

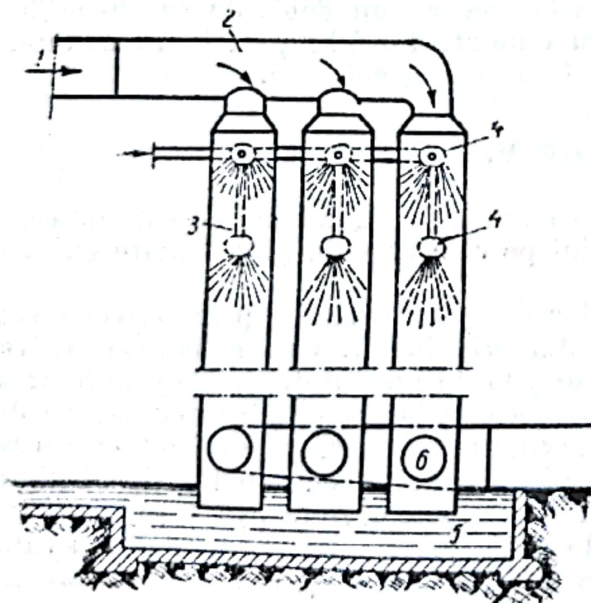


Fig. 22. Turnuri de spălare prin stropire, pentru separarea prafului.

3. Turnuri de spălare prin stropire (scruber)

Aceste turnuri nu se deosebesc mult de scruberele folosite pentru absorbția gazelor. Gazul brut este introdus la baza unor coloane sau turnuri în care se pulverizează, la partea superioară, apă sau alt lichid. În fig. 22 sunt reprezentate schematic trei turnuri de spălare, care lucrează în paralel. Gazul intră pe la partea superioară 1 și 2 în echicurent cu lichidul pulverizat 3 și 4. Praful sedimentat se scurge împreună cu apa, de pe pereții camerelor, în cuva de decantare dela fund 5. Gazul purificat iese prin

conducta de ieșire dela fund 6. Conținutul de praf în gaz poate atinge la intrare 100 g/m³. Se consumă 1 l apă la 10 kg gaz purificat sau 10 l apă la 1 kg praf.

Pentru gaze cu concentrații mai mici de praf și pentru o purificare mai înaintată, gazul se trece prin scrubere cu umplutură de cocs, șgură, lături, etc. Consumul de apă în aceste aparate, este, de obicei, de 30–60 l/h la 1000 m³ gaz sau aer, cu un conținut de praf între 200 și 20 mg/m³, pentru un grad de purificare de 85–90%.

4. Separator de praf cu tub Venturi

Separatorul de praf cu tub Venturi (fig. 23) se bazează pe principiul pulverizării foarte fine (atomizare) a lichidelor, de obicei apă, într-un curent de gaz cu viteză mare. Prin aceasta se obține îndepărtarea substanțelor solide sau lichide dispersate sub-micronic în gaz.

Efectul de colectare se obține nu numai din cauza ciocnirilor, ci și din cauza difuziunii și a bombardamentului molecular, a descărcărilor sarcinilor electrostatice, a condensărilor, etc. Acest tip de aparat funcționează de obicei asociat cu un ciclon.

Lichidul de spălare este introdus în gâtul tubului Venturi, sub presiune joasă, fiind astfel distribuit, încât să se obțină o perdea de lichid pe toată secțiunea transversală a tubului. Gazul este împins cu un ventilator montat, de obicei, în partea rece a instalației, unde transportă un volum mai redus de gaz purificat. În gâtuitura tubului Venturi, gazul, cu o viteză de 60–120 m/s, se ciocnește de perdea de lichid pe care o străpunge cu violență. În secțiunea lărgită, suspensiile din gaz, umezite de picăturile de lichid fin atomizate, se aglomerează, dând particule mai mari, care se separă apoi în ciclon.

Eficacitatea separatorului de praf cu tub Venturi depinde de viteza gazului în gâtuirea tubului, de cantitatea de lichid de spălare și de modul de distribuție a acestuia. Experiențele au demonstrat că o viteză mărită în gâtuirea tubului conduce la o eficacitate mai mare, cu un consum de lichid de spălare mai redus, cu o cădere de presiune relativ mică și cu un consum de energie — pentru ventilator — mai mică.

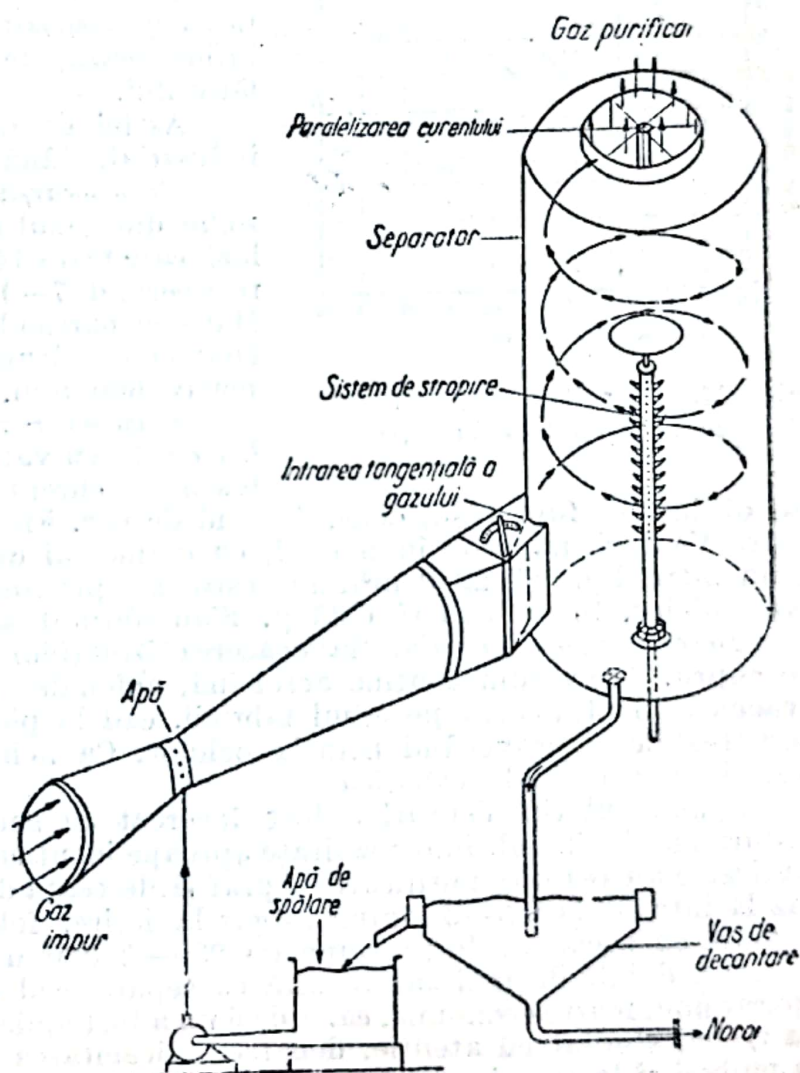


Fig. 23. Separator de praf cu tub Venturi.

În diagrama din fig. 24 se observă că, la o viteză în gâtuitură de 66 m/s, se consumă 1,46 l lichid de spălare la 1 m³/gaz, pentru o eficacitate de separare de 90%. Pentru aceeași eficacitate, la viteza gazului de 94 m/s, se consumă numai 0,5 l lichid la 1 m³ gaz, căderea de presiune scăzând cu 50,8 mm col. apă, ceea ce revine la o economie de aproximativ 0,018 CP/m³ gaz la puterea exhaustorului.

Căderea de presiune și cantitățile necesare de lichid de spălare depind de caracteristicile substanței divizate în gaz și de gradul de purificare cerut. Unele instalații lucrează cu 0,3–0,5 l apă/m³ gaz, cu o cădere de presiune de 230–305 mm col. apă.

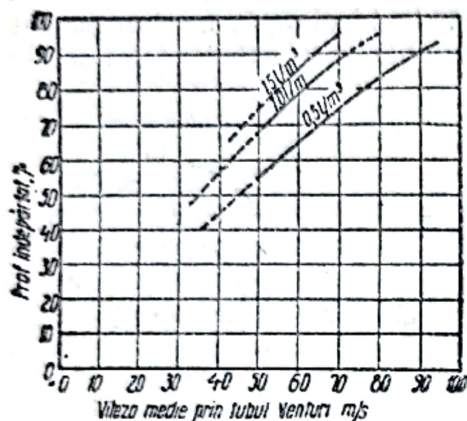


Fig. 24. Eficacitatea separatorului de praf cu tub Venturi.

Se obține un fum roșu, dens, de oxid de fier. Fiecare cuptor are două spălătoare Venturi, montate în paralel, cu diametrul de 500 mm, curentul de gaz fiind între 1960 și 2240 m³/min este la aproximativ 371°C. Dimensiunea particulelor, între 0,25 și 0,33 μ. S'au obținut separări de 97–98,7%.

Desodorizarea fumului, la coacerea izolațiilor de email pe bază de săruri de cupru. Acest fum conține acroleină, aldehide și rășini fenolice care, fiind evacuate în atmosferă pe coșul fabricii, cad la pământ, răspândind mirosuri desagrabile și provocând iritația ochilor. Ca lichid de spălare se utilizează soluții slabe de sodă caustică.

Spălătorul tip Venturi a fost încercat cu succes și la fabricile de acid sulfuric, unde s'au obținut rezultate aproape identice cu cele ale filtrelor electrostatice. S'au realizat purificări de praf și de ceață de acid dela 1,8–26 g/m³ în gaz la intrare, la 0,5–3 mg/m³ în gaz la ieșire, folosind 0,7–1 l/m³ lichid de spălare, cu o cădere de presiune de 230–380 mm col. apă.

Din datele de mai sus rezultă că separatorul de praf tip Venturi este un aparat nou, foarte economic, care, deși nu a fost aplicat încă în industria noastră, va trebui studiat cu atenție, deoarece eficacitatea lui este evidentă, mai ales la pulberi și la cețuri cu mărimi micronice și submicronice. Simplitatea aparatului, prețul inițial mic și costul foarte redus de întreținere și de funcționare sunt, de asemenea, avantaje importante ale acestui tip de separator.

PURIFICAREA GAZELOR PRIN FILTRARE

Purificarea gazelor prin filtrare constă în trecerea gazului cu suspensii prin medii poroase filtrante, care lasă să treacă moleculele de gaz și rețin particulele solide sau lichide.

Alegerea mediului filtrant depinde de proprietățile chimice ale gazului, de temperatura lui și, mai ales, de dimensiunile particulelor care trebuie reținute.

Filtrarea gazelor se face după aceleași legi ca și filtrarea lichidelor. Debitul specific de gaz (cantitatea de gaz care trece în unitatea de timp prin unitatea de suprafață a mediului filtrant) depinde de presiunea gazului înainte și după trecerea prin filtru și, în special, de porozitatea mediului filtrant.

1. Dispozitive de filtrare cu suprafețe filtrante subțiri

La acest fel de dispozitive, lungimea orificiilor, adică drumul străbătut de gaz prin mediul filtrant, este scurt, astfel încât rezistența de trecere a gazului prin filtru este neglijabilă. În această categorie se încadrează rețelele metalice (site), tablele perforate și țesăturile fine.

Debitul de gaz care trece prin astfel de dispozitive se poate determina folosind formulele curgerii gazelor prin pereți subțiri perforați. Cunoscând secțiunea orificiilor și numărul acestora pe metrul pătrat de filtru, se obține debitul specific al filtrului :

$$q = \frac{n\pi d^2}{4} v,$$

unde :

- q este debitul specific al filtrului, în $\text{m}^3/\text{m}^2 \text{ s} = \text{m/s}$;
- n — numărul de orificii pe metrul pătrat de suprafață filtrantă în m^{-2} ;
- d — diametrul orificiilor, în mm ;
- v — viteza de curgere, în m/s, care se determină cu formula :

$$v = \sqrt{2gh}.$$

Înlocuind înălțimea h cu P/γ , respectiv cu valoarea corespunzătoare din ecuația gazelor perfecte :

$$Pv_s = RT,$$

adică

$$Pv_s = \frac{P}{\gamma} = RT,$$

v_s fiind volumul specific al gazului în m^3/kgf , rezultă că viteza de curgere va fi :

$$v = \sqrt{2g RT} = 4,44 \sqrt{RT}.$$

Debitul filtrului, în m^3/min , va fi :

$$Q = 60 nA \frac{\pi d^2}{4} v,$$

sau :

$$Q = 207 nA d^2 \sqrt{RT},$$

unde A este suprafața filtrului, în m^2 .

2. Dispozitive de filtrare prin plăci filtrante

La aceste dispozitive porii sau canalele prin care străbat gazele au o lungime mai mare; gazul întâmpină rezistență, datorită forțelor de frecare. Din această categorie fac parte filtrele cu straturi de nisip, țesături groase, etc.

La folosirea țesăturilor ca material filtrant trebuie luate în considerație proprietățile de filtrare ale țesăturilor, care depind de structura țesăturii, de grosimea, lungimea și răsucirea firului, de numărul de fire pe centimetru pătrat, etc.

Rezistența suprafeței filtrante din țesătură, în kgf/m^2 sau mm col. apă , se determină cu ecuația:

$$\Delta p = Bw^n, \quad (20)$$

unde B este un coeficient special pentru fiecare tip de țesătură; el variază și cu gradul de îmbăcsire a pânzei;

w — viteza fictivă, adică viteza raportată la întreaga suprafață a peretelui filtrant, în m/s ;

n — o constantă specifică materialului și gradului de impurificare.

Rezistența Δp a țesăturilor de muselină după o folosire mai îndelungată, este de $24 w^{1.46} \text{ mm col. apă}$, iar pentru finet, de $7,6 w^{1.83} \text{ mm col. apă}$.

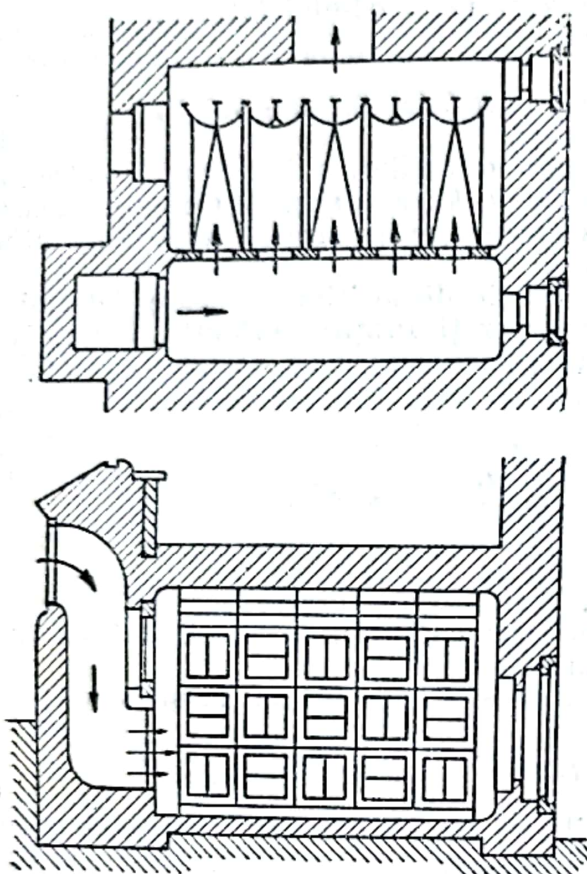


Fig. 25. Filtru cu saci

3. Dispozitive speciale de filtrare

Exemple de astfel de dispozitive sunt filtrele speciale cu porii fini, la care diametrul canalelor este egal cu lungimea drumului liber al moleculelor de gaz. Aceste filtre se folosesc la separarea, prin difuziune, a gazelor de densități diferite.

4. Tipuri de aparate pentru filtrarea gazelor

α) *Filtrul cu saci* (fig. 25) este folosit la purificarea gazelor de particulele relativ mari. El este alcătuit din saci confecționați din țesătură întinsă pe rame de lemn. Gazul intră în saci prin deschizătura ramei și iese prin porii întregii suprafețe a sacilor; praful se depune pe pereții sacilor și cade, prin scuturare, în colectorul de praf.

3) *Filtrul cu saci tip Beta (sovietic)* (fig. 26), este format dintr'o carcasă metalică 1, cu fund conic, în interiorul căreia sunt montați saci de filtrare 2, deschiși la partea inferioară, pentru intrarea gazelor, și închiși la partea superioară. Gazul intră prin conducta laterală 3 și 4, străbate prin țesătura sacilor și iese prin colectoare 5. Praful depus pe țesătura sacilor este scuturat periodic cu ajutorul mecanismului de scuturare 6, instalat pe capacul filtrului și acționat de o transmisie. Eliminarea prafului scuturat și colectat în pâlnie se face cu ajutorul unui transportor elicoidal 7. Dimensiunile sacilor sunt, de obicei: diametrul = 200 mm, lungimea = 2,0–2,5 m ($A = 1$ m). Debit 2–5 m³/min, adică viteza gazelor este de 0,03–0,08 m/s. Gradul de purificare, 97–99%. Rezistența filtrului curat este de 10–30 mm col. apă. Împingerea gazului prin filtru se face, fie cu ajutorul ventilatoarelor (prin presiune), instalate înaintea filtrelor, fie prin exhaustoare, așezate în urma filtrelor.

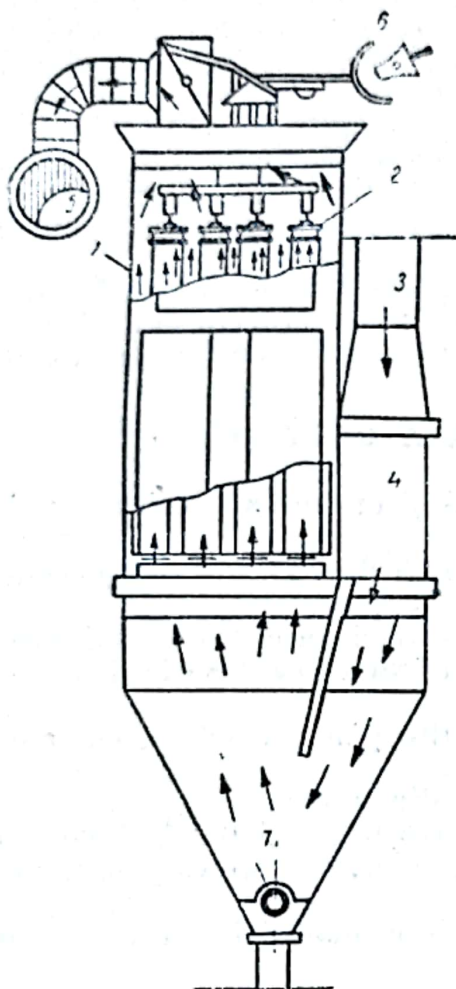


Fig. 26. Filtru cu saci tip Beta (sovietic).

mișcă continuu în sus și în jos, dealungul sacilor. Praful scuturat este luat de transportorul cu bandă 5, din cutia colectoare 3, și este evacuat de transportorul elicoidal 6. Încărcarea (debitul) este de obicei de 1 m³/min, pentru 0,65–1 m² suprafață de țesătură, la o rezistență de 10–15 mm col. apă.

Pentru debite mari de gaze se recurge la baterii de filtre, la saci montați în paralel, cu diametrul de 500 mm și cu lungimea de 9000 mm, prevăzuți cu dispozitive de scuturare mecanică.

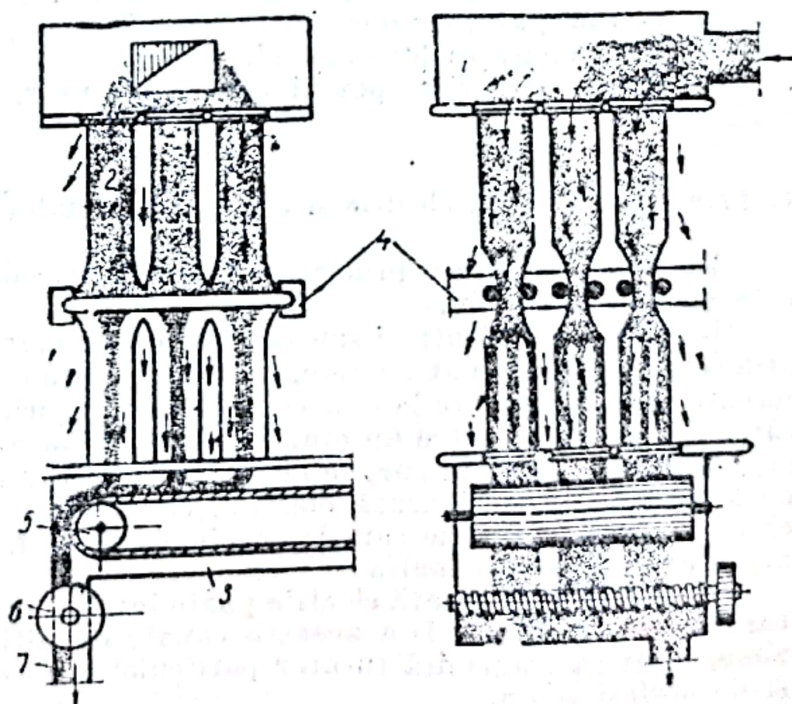


Fig. 27. Filtru cu saci.

MA 185912

Debitul filtrelor de saci de pânză se poate considera, în medie, de $0,15 - 0,22 \text{ m}^3/\text{m}^2 \text{ min}$, cu o pierdere de presiune de $25 - 50 \text{ mm col. apă}$. Desavantajul lor principal constă în faptul că se înfundă ușor, ceea ce provoacă o scădere a debitului și o creștere a consumului de energie pentru ventilator. Infundarea se produce, fie prin îmbăcsirea țesăturii cu praf, fie, mai des, prin condensarea vaporilor conținuți în gazele cu praf. Pentru a evita condensarea trebuie evitată răcirea gazelor, prin izolarea termică a conductelor care duc la filtru și a filtrului. Un alt procedeu constă în mărirea proporției de gaze necondensabile în gazele care trec prin filtru, astfel ca, la temperatura filtrului, să nu se atingă umiditatea de saturație.

Filtrele cu saci nu pot fi folosite la filtrarea gazelor la temperaturi înalte și nici la filtrarea gazelor corozive. Pentru filtrarea gazelor corozive se utilizează filtre de material ceramic special, montate în mod asemănător cu filtrele cu saci.

DESPRĂFUIREA ELECTRICĂ A GAZELOR

Descărcările electrice permit dirijarea rapidă și eficace a particulelor de praf care sunt în suspensie într'un gaz.

Față de celelalte sisteme cunoscute și susceptibile de a fi aplicate la desprăfuirea unui gaz, filtrarea electrică prezintă avantaje importante:

1. permite, principal, obținerea unei desprăfuri oricât de înaintate. Numai motive economice au limitat, în practică, eficacitatea desprăfuirii unui gaz la $96 - 98\%$;

2. filtrarea se poate face, la temperaturi înalte până la 600°C , chiar cu gaze acide;

3. permite depunerea particulelor de lichid din gaze;

4. consumul de energie electrică variază între $0,1 -$ și $0,8 \text{ kW}$ pentru fiecare 1000 m^3 gaze, iar pierderea de presiune a gazelor, la trecerea prin filtrul electric, nu depășește 30 mm col. apă ;

5. filtrele electrice pot fi construite ușor, din material obișnuit sau antiacid.

1. Principiul filtrului electric și teoria fizico-matematică a desprăfuirii electrice

Dacă un gaz trece printr'un câmp electric de o anumită tensiune, gazul este ionizat progresiv.

Ionii liberi sunt atrași sau respinși de un câmp electric. În mișcarea lor, primii ioni care au luat naștere, întâlnesc, la rândul lor, molecule de gaz neîncărcate electric, pe care le ionizează, astfel că, printr'o acțiune progresivă crescândă, gazul tinde către un grad de ionizare foarte înalt. Particulele solide sau lichide, în suspensie în gaz, se găsesc înconjurate de ioni ai gazului. În contact cu aceștia, ele reacționează electric, ca și ioni gazului. Experiența a arătat că acțiunea de atracție sau de respingere este maximă într'un câmp electric negativ de tensiune înaltă.

O particulă încărcată electric poate întâlni un ion încărcat de semn contrar care o neutralizează. Din această cauză, condițiile de ionizare trebuie astfel alese, încât să transmită tuturor particulelor o sarcină electrică cât mai mare și de același semn.

În practică, acest lucru se obține atunci când se produc descărcări electrice printr'un fir metalic de diametru mic, adus la o tensiune negativă înaltă. Ionii gazoși care iau naștere sunt dispersați radial în toate direcțiile. Pentru o tensiune optimă, emisiile de ioni este însoțită de o ușoară luminiscență în jurul firului și de un șuerat caracteristic.

Dacă în fața firului se așează un perete încărcat electric pozitiv (fig. 28), particulele ionizate sunt atrase și, la contactul cu acesta, sarcina electrică negativă este neutralizată, iar particulele de praf sau de lichid se depun pe perete.

Câmp electric. Tensiune. Potențial. O sarcină electrică Q_0 formează în jurul ei un câmp electric, care acționează asupra unei alte sarcini electrice e_0 , atrăgând-o, dacă este de semn contrar, sau respingând-o, dacă este de același semn, cu o forță F , care este invers proporțională cu pătratul distanței r dintre ele, conform legii lui Coulomb :

$$F = \frac{Q_0 e_0}{\epsilon r^2},$$

unde ϵ este constanta dielectrică a gazului (pentru aer $\epsilon = 1$).

Când $e_0 = +1$, forța cu care Q_0 acționează asupra sarcinii e_0 se numește *tensiunea câmpului* în care este situată sarcina e_0 .

$$E = \frac{Q_0}{r^2} \text{ și } F = E e_0.$$

Când forța este exprimată în dine, tensiunea câmpului E se măsoară în unități absolute și este numită *potențial* sau *diferență de potențial*. În jurul unei sarcini electrice Q_0 , liniile de forță sunt dirijate ca razele unei sfere (cu raza r).

Tensiunea câmpului determinat de 1 cm² din această suprafață fiind :

$$E = \frac{Q_0}{r^2},$$

iar suprafața sferei, $4\pi r^2$, numărul liniilor de forță pe întreaga suprafață a sferei va fi :

$$N = 4\pi r^2 E = \frac{4\pi r^2 Q_0}{r^2} = 4\pi Q_0.$$

În cazul unei plăci metalice plane de suprafață S încărcată cu sarcina Q , sarcina pe unitatea de suprafață este :

$$q = \frac{Q}{S}.$$

Liniile de forță sunt dirijate perpendicular pe suprafață și sunt paralele între ele. Tensiunea câmpului este aceeași în orice punct, iar câmpul este omogen.

Dacă două plăci paralele și egale între ele sunt încărcate, una pozitiv și alta negativ, se formează în jurul fiecărei plăci un câmp omogen și de semn

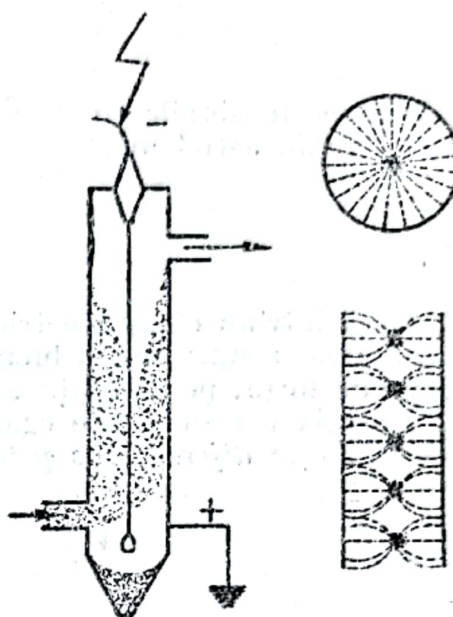


Fig. 28. Principiul desprăfuirii electrice.

contrar. Din fiecare centimetru pătrat al plăcii iese un număr de linii de forță, egal cu :

$$E = \frac{2 \pi Q}{S}$$

și, deoarece tensiunile create de fiecare placă sunt dirijate în aceeași direcție, ele se adună, astfel încât :

$$E = \frac{4 \pi Q}{S}.$$

Dacă într'un câmp electric omogen se va găsi o sarcină pozitivă și egală cu unitatea, asupra ei va lucra o forță $F = E$, care o va deplasa dealungul liniilor de forță, pe distanța x , dela un punct 1 la un punct 2.

Energia necesară este egală cu produsul dintre forță și drumul parcurs și se numește *diferență de potențial* :

$$V_{1,2} = - Ex, \text{ iar } E = - \frac{V_{1,2}}{x}.$$

Diferența de potențial se exprimă în volți.

Considerând că, într'un câmp omogen, între puncte infinit apropiate, există o tensiune constantă, exprimată prin relația :

$$E = - \frac{dV_{1,2}}{dx} = \frac{4 \pi Q}{S}.$$

din cele precedente rezultă :

$$V_{1,2} = - \int_{x_1}^{x_2} \frac{4 \pi Q}{S} dx = \frac{4 \pi Q}{S} (x_1 - x_2).$$

În cazul câmpului dintre două plăci, dintre care una este pusă la pământ, se obține valoarea care determină diferența de potențial între plăci, pentru condiția $x_1 = d$ și $x_2 = 0$:

$$V = \frac{4 \pi Q}{S} d = Ed,$$

iar tensiunea câmpului în orice punct între plăci este :

$$E = \frac{V}{d}.$$

În cazul a doi cilindri concentrici, cu razele r și R , cu lungimea l și situați la distanța x , tensiunile vor fi exprimate de relațiile :

$$V' = - \frac{2 Q}{l} \ln r + C$$

și

$$V'' = -\frac{2Q}{l} \ln R + C$$

iar diferența de potențial V va fi :

$$V = V' - V'' = -\frac{2Q}{l} \ln r + \frac{2Q}{l} \ln R = \frac{2Q}{l} \ln \frac{R}{r}.$$

În cazul de față, câmpul nu este uniform și tensiunea câmpului va fi minimă la $x = r$.

Dacă tensiunea la suprafața conductorului este E_0 , tensiunea în punctul x va fi :

$$Ex = E_0 \frac{r}{x}.$$

Pentru un câmp electric format între un fir și un plan, câmpul nu este uniform, iar valoarea maximă a acestui câmp pe suprafața conductorului este :

$$E_{max} = \frac{V}{r \ln \frac{S}{r}},$$

unde S este distanța între plan și fir, iar r este raza conductorului filiform.

Efectul corona. Sub influența tensiunii electrice aplicate la doi electrozi între care se află un gaz, electronii emiși de electrodul negativ se fixează pe moleculele de gaz și produc ioni, iar gazul devine conducător de curent. Cu cât diferența de potențial este mai mare, cu atât cresc intensitatea câmpului electric și viteza ionilor. Numărul ionilor emiși pe unitatea de suprafață crește până în momentul când viteza de trecere a ionilor este egală cu viteza de formare a lor, adică până când se ajunge la *curentul de saturație*.

Dacă se mărește diferența de potențial între electrozi, crește energia cinetică a ionilor și a electronilor, care, în mișcarea lor, lovesc moleculele de gaz. La o viteză critică, ionii și electronii vor scoate din orbita moleculelor de gaz unul sau mai mulți electroni, formând un ion pozitiv și electroni liberi. O parte din ioni pot adera la molecule electrice neutre cu formarea unui ion negativ. Acest fenomen de ionizare se numește „ionizare prin șoc”. Tensiunea la care începe ionizarea prin șoc se numește „tensiune critică”, E_k , iar diferența de potențial respectivă este V_k . Gazul din vecinătatea conductorului devine luminiscent și se aude un șuierat ușor. Acest fenomen de descărcare electrică se numește „efectul corona”. Dacă se mărește diferența de potențial peste valoarea V_k , se produc scântei între electrozi; diferența de potențial la care apar scântele este „potențialul de scântei”, V_i . Electrodul la care apare „efectul corona” se numește „electrod coronizant”. După potențialul respectiv, efectul corona poate fi pozitiv sau negativ. La un efect corona negativ, V_k și V_i sunt mai mari decât la unul pozitiv și, din această cauză, este singurul aplicat la filtrele electrice.

Valoarea tensiunii critice depinde de densitatea gazului și de dimensiunile electrodului „coronizant”. Pentru aer și un electrod cilindric, tensiunea critică în kV/cm, este :

$$E_k = a + \frac{b}{\sqrt{r}},$$

în care :

r este raza electrodului, în cm ;
 a și b — constante care depind de polaritatea „coronii” ;
 pentru „corona” pozitivă : $a = 33,7$ și $b = 8,13 \sqrt{\sigma}$;
 pentru „corona” negativă : $a = 31,0$ și $b = 9,54 \sqrt{\sigma}$.

$$\sigma = \frac{\text{densitatea aerului}}{\text{densitatea aerului la } 25^\circ\text{C și } 760 \text{ mm col. Hg}} = \frac{0,392 p}{273 + t}$$

unde :

p este presiunea aerului, în mm col. Hg ;
 t — temperatura aerului, în $^\circ\text{C}$.

Diferența critică de potențial se determină cu formula :

$$V_k = E_k r \ln \frac{R}{r}.$$

Din această ecuație și din cea precedentă se obține, pentru efectul corona negativ, ecuația :

$$V_k = 31 \left(1 + 0,308 \sqrt{\frac{\sigma}{r}} \right) r \ln \frac{R}{r}.$$

V_k se determină experimental prin urmărirea creșterii treptate a diferenței de potențial.

După apariția efectului corona se formează între electrozii considerați — un fir așezat axial într'un tub cilindric — două zone :

1. În jurul electrodului filiform negativ se formează o zonă redusă, cu un mare număr de electroni și de ioni de ambele semne (fig. 28).

2. A doua zonă, plină cu ioni negativi și cu electroni în mișcare pe direcția liniilor de forță, se formează către cilindru. Electronii aderă la moleculele libere și dau ioni negativi. Aceștia, întâlnind particule de praf, se depun pe ele și, împreună, sunt antrenati către cilindru. Densitatea încărcărilor în unitatea de volum este dată de produsul dintre numărul de ioni negativi din acest volum și valoarea sarcinii elementare :

$$\rho = ne.$$

Densitatea curentului este egală cu densitatea încărcării spațiale, înmulțită cu viteza ionilor :

$$I = \rho v = nev,$$

viteza ionilor în câmpul electric este proporțională cu tensiunea câmpului, care este :

$$v = kE$$

iar :

$$ne = \frac{I}{v} = \frac{I}{KE}$$

Coeficientul K reprezintă *mobilitatea ionilor* și ia diferite valori după polaritatea lor. Pentru o diferență de tensiune de 1 V/cm, valorile lui K sunt :

	<u>Aer</u>	<u>Oxigen</u>	<u>Bioxid de carbon</u>	<u>Hidrogen</u>
Ioni +	1,4	1,36	0,76	6,70
Ioni -	2,1	2,0	0,82	8,00

Viteza unei particule încărcate, către conductorul de depunere (+), depinde de intensitatea curentului I . De obicei, intensitatea curentului I se raportează la 1 m liniar de electrod coronizant. La filtrul electric, intensitatea curentului este direct proporțională cu diferența de potențial V dintre electrozi și, pentru cazul electrozilor fir și tub (cu razele respective r și R), poate fi calculată cu formula :

$$I = \frac{2K(V - V_k)V}{R^2 \ln \frac{R}{r}}$$

Diferența critică de potențial, V_k , depinde de următorii factori : compoziția gazelor, densitatea gazului, presiunea gazului, temperatură, umiditate, cum și de forma electrodului coronizant.

Vântul electric. În practică, efectul corona negativ nu se întinde pe toată lungimea firului coronizant. Din această cauză, se creează o circulație intensă a gazului care pornește dela centrele coronizate, în direcția electrodului de depunere, și care se întoarce la electrodul coronizant, într-o regiune necoronizată sau mai slab coronizată (fig. 29). Viteza acestui curent atinge 50 cm/s și influențează puternic randamentul de filtrare.

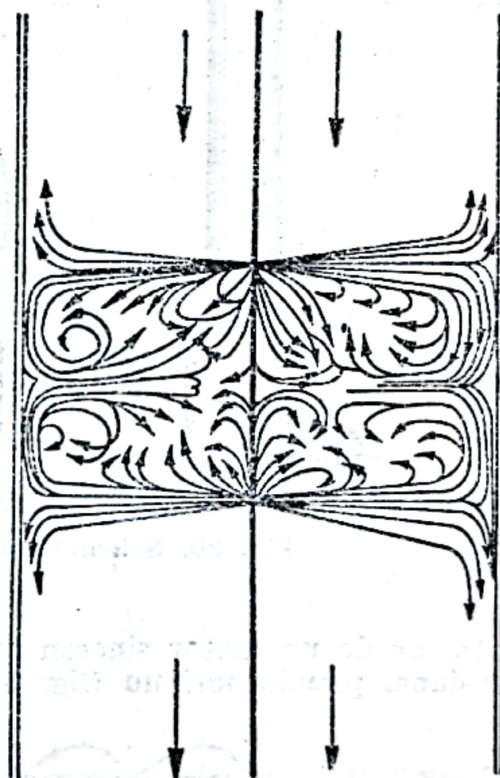


Fig. 29. Vântul electric.

2. Elementele principale ale filtrului electric

În fig. 30 este reprezentată schematic o aparatură de desprăfuire electrică. Un transformator a de înaltă tensiune primește curentul alternativ de 380 V, la primar, și debitează un curent de 45—50 000 V, la secundar. Acest curent este redresat de dispozitivul b , care este format dintr'un disc de pertinax, cu două sectoare metalice. În fața discului se găsesc patru sectoare metalice, susținute pe izolatori de porțelan și dispuse în cruce. Două dintre sectoare, de pe același diametru, sunt legate la secundarul transformatorului. Celelalte două sunt legate, unul la grupul de electrozi coronizanți ai filtrului C , iar

celălalt, la pământ, ca și electrodul de depunere. Trecerea curentului între disc și sectoarele descrise se face sub formă de descărcări electrice. Deoarece curentul alternativ își schimbă sensul de 50 de ori pe secundă, discul redresor

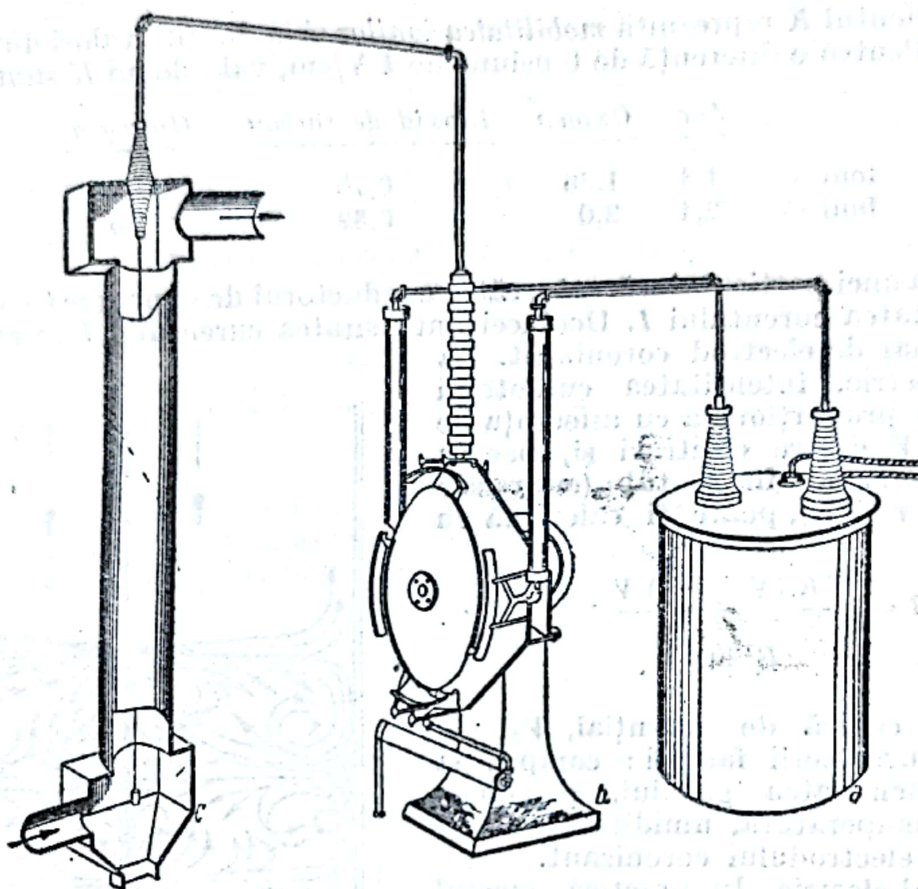


Fig. 30. Schema instalației de desprăfuire electrică.

antrenat de un motor sincron are ca efect obținerea unui curent de înaltă tensiune, pseudocontinuu (fig. 31). Sectorul metalic exterior, care primește

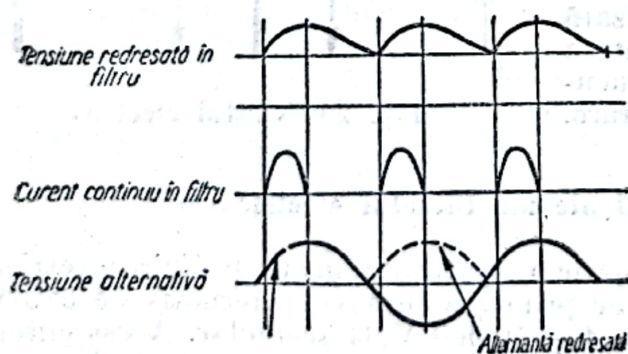


Fig. 31. Redresarea tensiunii alternative.

instalații de filtrare electrică, iar fig. 34, un transformator de înaltă tensiune.

curentul de semn negativ, este legat la un fir de metal întins de o contragreutate (fig. 32) și care constituie electrodul coronizant. Firul de metal este introdus într'un tub de metal — de care este perfect izolat și care constituie electrodul pozitiv (de depunere). În tubul metalic se introduce gazul cu suspensiile care, sub acțiunea câmpului electric dintre electrozi, se depune; apoi, gazul iese desprăfuit, pe la partea superioară. Fig. 33 reprezintă schema unei

3. Factorii principali care influențează desprăfuirea electrică

Factorii principali care influențează desprăfuirea electrică sunt : a) tensiunea de depunere și intensitatea curentului; b) temperatura gazului; c) viteza gazului în aparat; d) rezistivitatea prafului depus; e) umiditatea gazului; f) natura suspensiilor.

a) **Tensiunea de depunere.** O tensiune de depunere mai înaltă mărește eficacitatea desprăfuirii electrice. Tensiunea aleasă este funcție de distanța dintre electrozii de semn contrar. Gradientul admisibil de tensiune este dat de relația :

$$E = \frac{V}{L},$$

în care :

V este tensiunea dintre electrozi, în kV;

L — distanța minimă între electrozii de semn contrar.

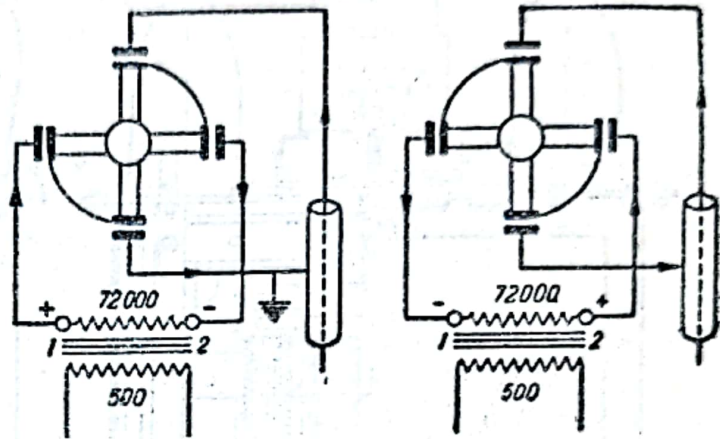


Fig. 32. Principiul de funcționare a redresorului mecanic.

b) **Temperatura gazului.** Practic, pentru aer la temperatura normală, gradientul de tensiune este de 5 kV/cm. Dacă temperatura gazului crește, se

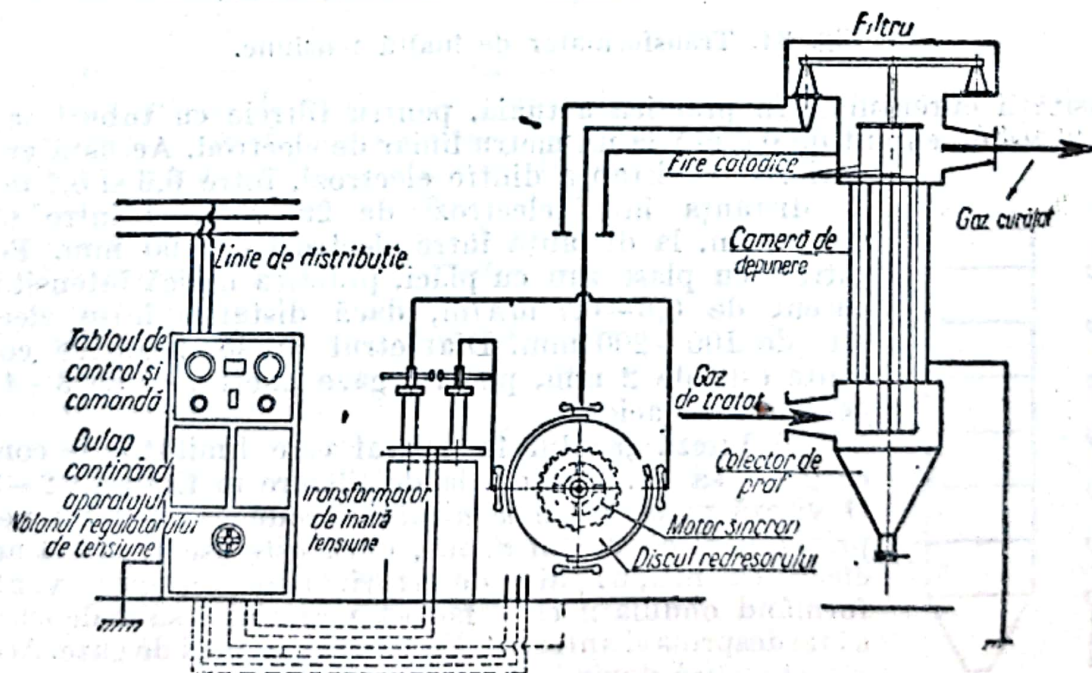


Fig. 33. Schema instalației unui filtru electric.

micșorează tensiunea de străpungere a gazului, și invers. Pentru gaze reci se recomandă un gradient de tensiune de 4,3—4,5 kV/cm, iar pentru gaze calde, de 3,8—4 kV/cm. Tensiunea de lucru efectivă, utilizată la filtrele electrice,

variază între 35 și 70 kV, pentru o distanță minimă între electrozii de semn contrar de 75–150 mm. Creșterea tensiunii de depunere implică creșterea

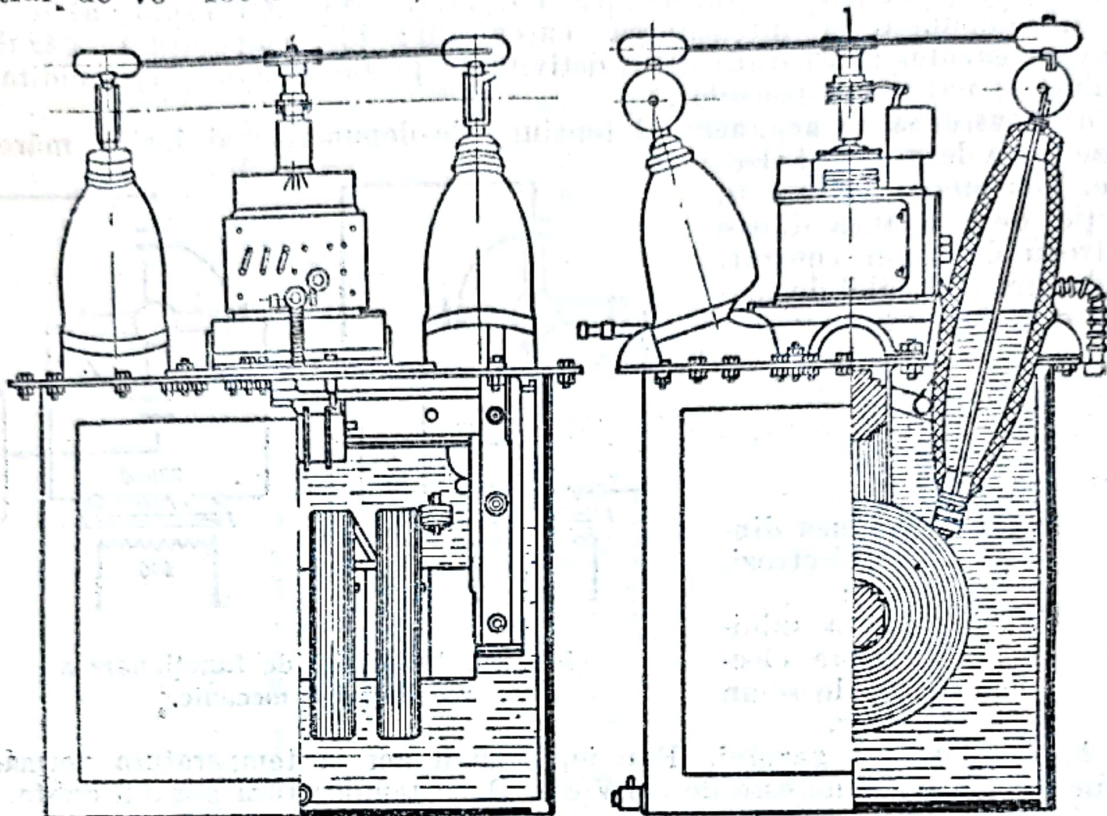


Fig. 34. Transformator de înaltă tensiune.

intensității curentului. În practica actuală, pentru filtrele cu tuburi se ia o intensitate de curent de 0,5 mA la un metru liniar de electrod. Această valoare variază cu distanța dintre electrozi, între 0,6 și 0,7 mA/m, la distanța între electrozi de 200 mm, și între 0,3 și 0,4 mA/m, la distanța între electrozi de 100 mm. Pentru filtrele cu plase sau cu plăci, practica indică intensități de curent de 0,6–0,7 mA/m, dacă distanța între electrozi este de 100–200 mm. Diametrul firelor negative coronizante este de 2 mm, pentru gaze inerte, și de 3–4 mm pentru gaze acide.

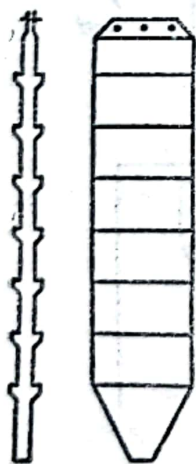


Fig. 35. Electrozi cu buzunar.

c) **Viteza gazului în aparat** este limitată de condiția ca gazul să străbată celula de filtrare în timp de 2–3,5 s. O viteză prea mare a gazului produce un efect nedorit prin faptul că praful depus, dacă este uscat, suferă același efect ca nisipul din deșerturi, sub acțiunea vântului, formând ondulații care fac ca materialul să se deplaseze și să fie desprins și antrenat din nou în curentul de gaze. Această *viteză critică* depinde de natura prafului depus. La particule de cărbune, ea este de 0,6 m/s; la praful de ciment, de 3 m/s, iar la o peliculă de acid sulfuric, în cazul filtrelor umede, la o viteză de 6 m/s, pelicula începe să fie antrenată de gaze. Deaceia, viteza gazului trebuie să fie bine aleasă și distribuția lui trebuie efectuată în mod corespunzător. Efectul vitezei gazului asupra depozitului de praf depus, poate fi corectat într-o oarecare

măsură, utilizând electrozi negativi de forme speciale, numiți *electrozi cu buzunar* (fig. 35), care au găsit aplicații în câteva cazuri limitate. Uniformizarea repartiției gazului se poate face cu ajutorul unor dispozitive, ca: aripi de direcție, grătare perforate sau perdele de lanțuri.

d) **Rezistivitatea prafului depus.** Un factor important, care depinde de natura prafului în suspensie, este rezistența electrică a acestuia. Rezistența electrică crește cu umiditatea gazelor și depinde de natura componentilor din praf. Tabela 4 de mai jos dă rezistența aparentă și comportarea la depunere a diferitelor feluri de praf.

Tabela 4

Rezistența aparentă și comportarea la depunere a diferitelor feluri de praf

Natura prafului	Rezistență aparentă, ohm cm	Posibilitate de depunere
Cenușă de cărbune. . .	$8 \cdot 10^8$	Satisfăcătoare
Praf dela cuptoare de ciment	$2 \cdot 10^9$	"
Oxizi de plumb umezi	$3 \cdot 10^9$	"
Oxizi de plumb slab umeziți	$2 \cdot 10^{10}$	Bună
Oxizi de plumb uscați	$1 \cdot 10^{12}$	Grea
Gips calcat	$9 \cdot 10^{12}$	Foarte grea

În graficul din fig. 36 se arată dependența rezistivității de umiditate și de temperatură pentru praful de ciment.

e) **Umiditatea gazului.** Graficul din fig. 37 arată efectul umezelii și al temperaturii asupra vitezei de depunere a prafului de ciment. Efectul umezelii este mai puternic la temperaturi mai joase.

f) **Natura suspensiilor.** După natura și proveniența lor, suspensiile din gaze pot fi împărțite în trei grupe:

- *suspensii solide*, provenite dela instalații de măcinare și de clasare și din operații metalurgice, cum sunt prăjirea sulfurilor sau aglomerarea lor;
- *suspensii solide*, provenite din vaporii metalici produși în procesele metalurgice de preparare sau rafinare a metalelor (plumb, zinc, etc.);
- *suspensii lichide*, provenite din procese de fabricații diverse, acid sulfuric, gudroane, etc.

4. Clasificarea filtrelor electrice

Ca urmare a caracteristicilor gazelor și a suspensiilor care trebuie depuse, construcția filtrelor electrice este diferită; astfel, ele pot fi clasificate în trei categorii:

- filtre electrice pentru gaze calde și pentru suspensii solide;
- filtre electrice pentru gaze reci;
- filtre electrice pentru gaze și vaporii condensabili.

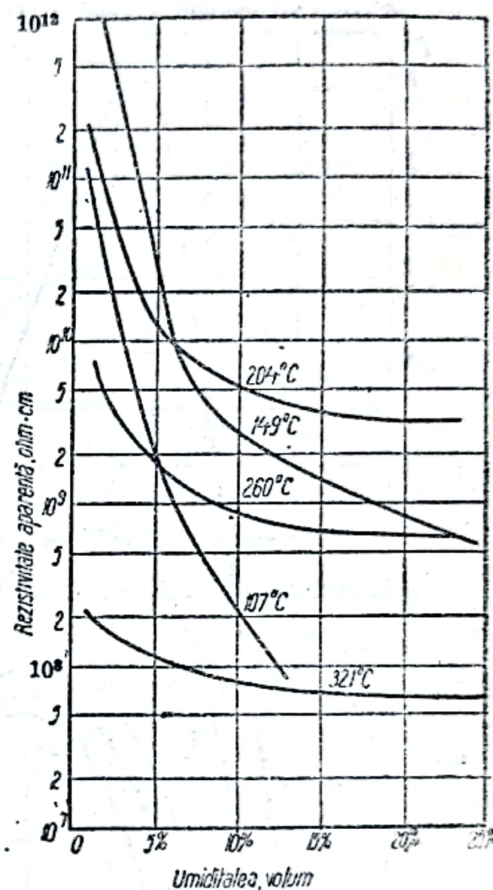


Fig. 36. Rezistivitatea prafului de ciment, în funcție de umiditate și de temperatură.

După felul cum sunt construiți electrozii, se deosebesc :

- filtre tubulare cilindrice sau hexagonale ;
- filtre orizontale.

La filtrele tubulare, electrodul coronizant este un fir în axul unui tub cu secțiune circulară sau hexagonală care formează electrodul de depunere ; gazul circulă printre electrozi în sens ascendent. La acest fel de filtre înălțimea elec-

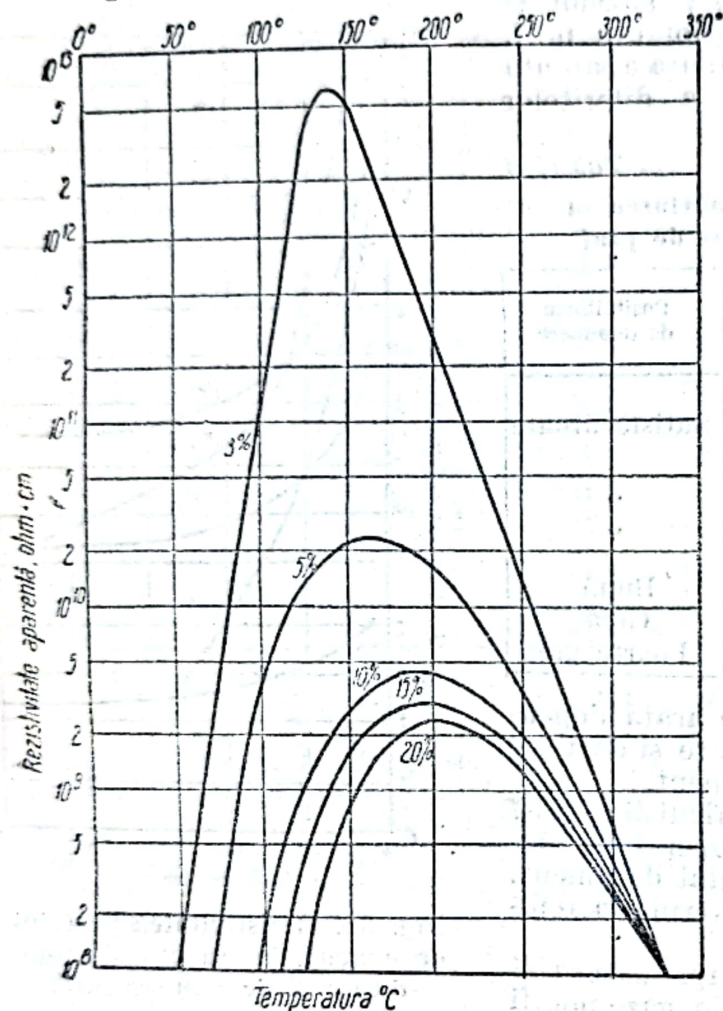


Fig. 37. Efectul umidității și al temperaturii asupra vitezei de depunere a prafului de ciment.

Randamentul de curent la filtrele electrice este cuprins între 0,85 și 0,90. Afară de aceasta, pentru redresarea curentului de înaltă tensiune se folosește un motor sincron cu un consum de energie electrică de 0,5 kW, astfel că întregul consum de energie W_2 poate fi exprimat cu formula :

$$W_2 = \frac{IE}{1000 \cdot 0,85} + 0,5.$$

5. Tipuri de filtre electrice

a) Filtre electrice pentru gaze calde. Filtul electric pentru desprăfuirea gazelor cu bioxid de sulf provenite dela prăjirea sulfurilor de fier, cupru sau gine, este folosit pe scară mare în instalațiile pentru fabricarea acidului sulfuric.

trozilor nu poate să depășească 3—4 m, din cauza dificultăților de a centra firele de sârmă, adică electrozii negativi. Mai multe filtre tubulare pot funcționa în paralel. Secțiunea camerelor verticale este, de obicei, de maximum 2×2 m. O secțiune mai mare nu permite o distribuție uniformă a gazelor. La filtrele orizontale, gazele circulă în direcție orizontală, paralel cu suprafața electrozilor ; secțiunea maximă este de $3 \times 4,5$ m, iar lungimea câmpului electric al fiecărei secțiuni, de 2,5—3 m. Se pot instala 1—3 secțiuni în fiecare cameră.

Consumul de energie electrică W_1 , în kW, al filtrelor electrice este dat de relația :

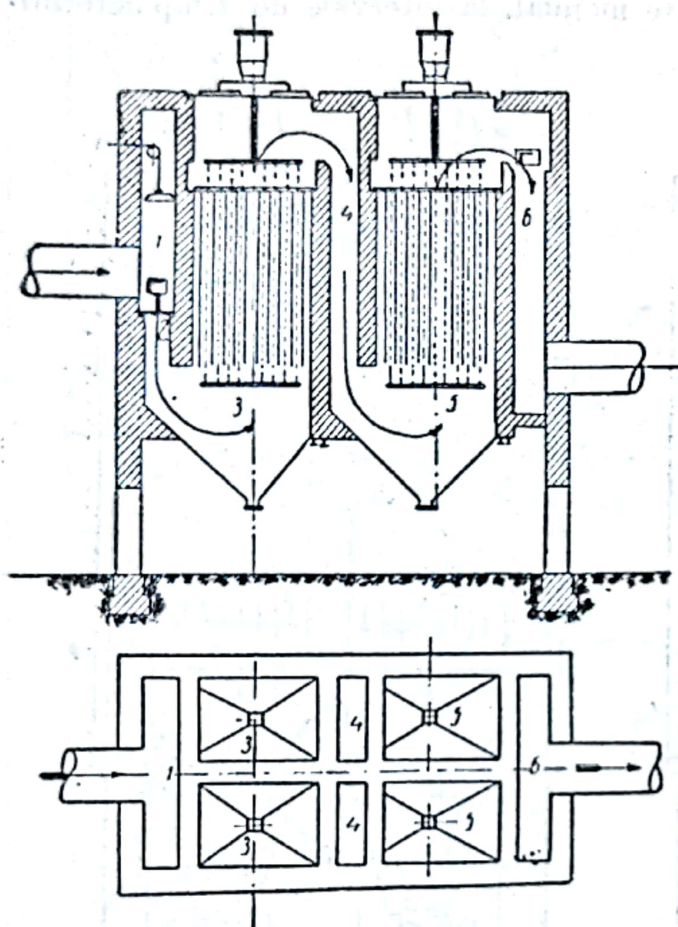
$$W_1 = \frac{IE}{1000}$$

unde :

I este intensitatea curentului, în A ;

E — tensiunea folosită, în kV.

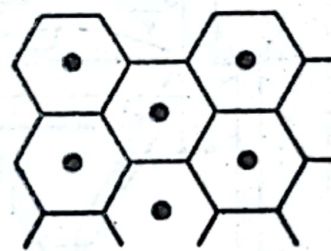
Conținutul de praf în suspensie variază după natura sulfurii și după tipul de cuptor utilizat; la cuptoarele mecanice de prăjire, cu etaje, conținutul de praf variază între 3 și 10 g/m³; la cuptoarele cu pulverizare, el ajunge până la 50–60 g/m³. Prezența în gaze a bioxidului și a trioxidului de sulf favorizează depunerea suspensiilor la temperaturi cuprinse între 400 și 450°C. În condițiile de mai sus, praful din gaze, format din oxizi metalici cu dimensiuni de 5–60 μ, poate fi depus cu un randament de 95–98%. Trioxidul de sulf prezent în gaze impune ca temperatura gazelor să nu coboare sub o anumită limită, deoarece de la 300°C, acidul sulfuric începe să condenseze pe electrozii filtrului. Afară de aceasta, acidul condensat provoacă scurgeri de curent și nu permite menținerea tensiunii de regim a filtrului.



38. Filtru electric vertical (tubular).

nerea suspensiilor la temperaturi cuprinse între 400 și 450°C. În condițiile de mai sus, praful din gaze, format din oxizi metalici cu dimensiuni de 5–60 μ, poate fi depus cu un randament de 95–98%. Trioxidul de sulf prezent în gaze impune ca temperatura gazelor să nu coboare sub o anumită limită, deoarece de la 300°C, acidul sulfuric începe să condenseze pe electrozii filtrului. Afară de aceasta, acidul condensat provoacă scurgeri de curent și nu permite menținerea tensiunii de regim a filtrului.

b) Filtre electrice cu circulație verticală a gazelor. Acest tip de filtre cuprinde două com-



39. Filtre tubulare hexagonale.

partimente separate, fiecare prevăzut cu câte două celule de filtrare care lucrează în serie. Construcția camerelor se face din zidărie roșie, cu excepția silozurilor, care se fac din beton armat, căptușit cu plăci refractare. Fig. 38 reprezintă schematic un filtru electric de tip vertical. Fiecare compartiment poate fi izolat de celălalt cu ajutorul unor clopote de fontă. Gazele vin într'un compartiment comun 1, trec prin orificiul clopotelor 2, intră pe jos în tuburile primei celule 3, și ies la partea superioară; ele trec apoi în compartimentul de repartizare 4, intră în a doua celulă 5 pe jos și sunt evacuate pe la partea superioară 6. În fiecare celulă sunt dispuse circa 24 de țevi cu diametrul de 300 mm și cu înălțimea de 3 200 mm, confecționate din tablă de oțel sudată. Capătul de sus al țevelor este sudat la o placă tubulară. Capătul inferior este fixat, prin șuruburi și garnituri de asbest, la o placă tubulară inferioară. Suprafața secțiunii țevelor în cele două compartimente este de 3,36 m². Numărul total de tuburi în aparat este de 96. Lungimea electrozilor de coronizare este de 307 m, iar viteza gazelor în aparat este de 0,6–1,6 m/s. Electrozii coronizanți sunt din sârmă de oțel cu crom, de 3 mm. Electrozii filiformi negativi sunt susținuți de o ramă de fier cornier, care, la rândul ei, este susținută, prin

două fiare rotunde, de o traversă fixată pe doi izolatori de porțelan. Un izolator de cuarț permite trecerea tijei care aduce curentul de înaltă tensiune la electrozii coronizanți.

Tensiunea de lucru este de 45 000—50 000 V. Scuturarea tuburilor se face cu ajutorul unor ciocănașe manevrate manual, la intervale de timp determi-

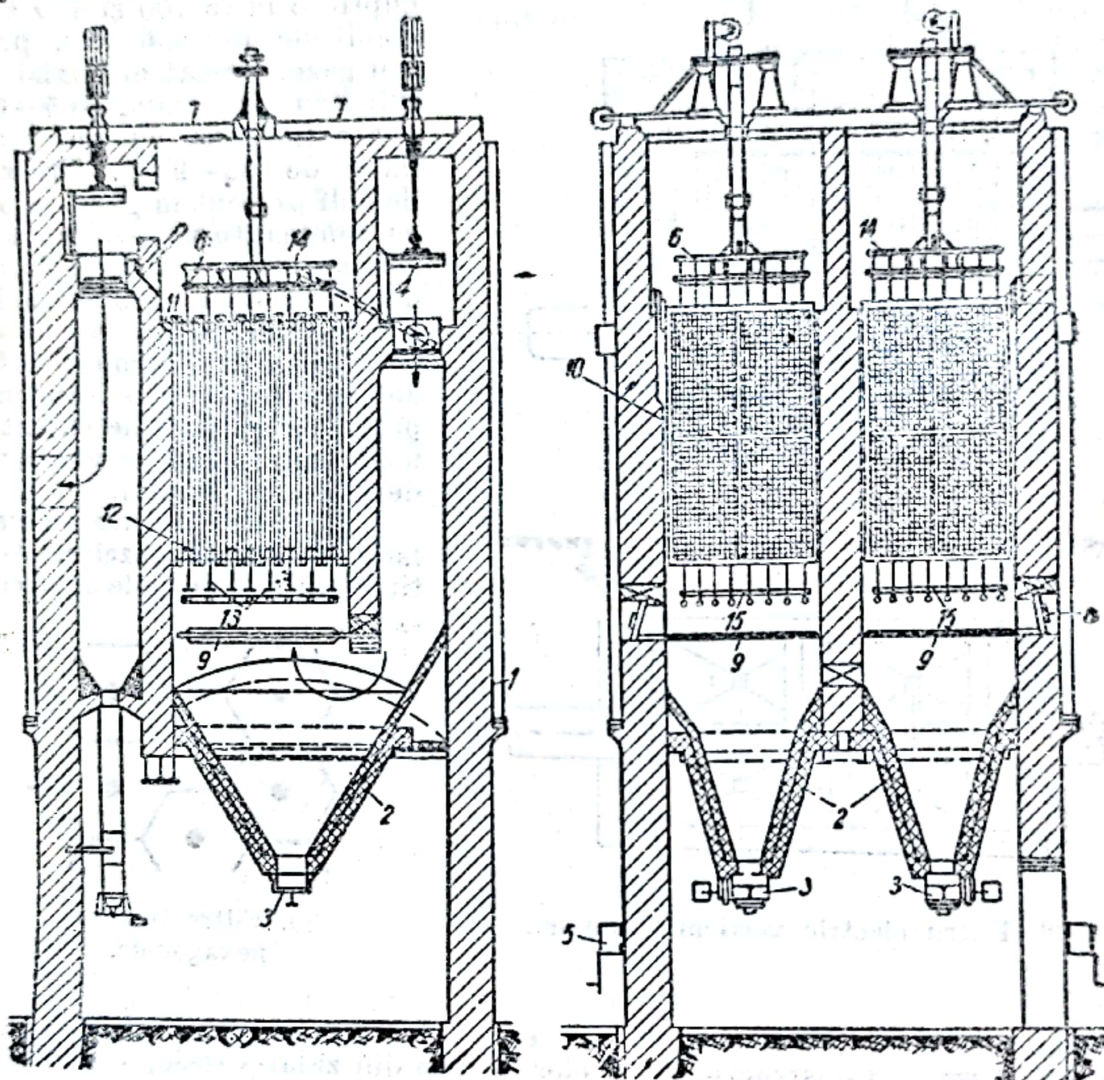


Fig. 40. Filtru vertical cu site, tip Hk 45 (sovietic)

- 1 — centură; 2 — pâlnie de colectare; 3 — închizător; 4 — clopot; 5 — trolu; 6 — rame de susținere; 7 — capac; 8 — ferestruică; 9 — grătar de distribuție; 10 — electrozi de depunere; 11 — grindă de suspendare a electrozilor; 12 — plăci de distanțare; 13 — electrozi de coronizare; 14 — ramă superioară pentru electrozi de coronizare; 15 — ramă interioară pentru electrozi de coronizare.

nate. La o variantă a acestei construcții se utilizează, în loc de tuburi cilindrice, tuburi hexagonale, care formează un fel de fagure, ca în fig. 39. Deasemenea, se construiesc filtre cu site, în care circuitul gazelor este vertical, cu una sau cu două celule de filtrare pe compartiment (fig. 40). Filtrele cu circuit de gaze vertical se construiesc pentru debite relativ mici de gaze.

c) **Filtre electrice cu circulație orizontală a gazelor.** La aceste filtre (fig. 41), pentru electrozii de depunere se folosesc rame de fier cornier, pe care se montează o țesătură de sârmă de fier sau o perdea de fier rotund. Ramele sunt așezate paralel cu direcția de trecere a gazelor. Între rame sunt dispuși electrozi

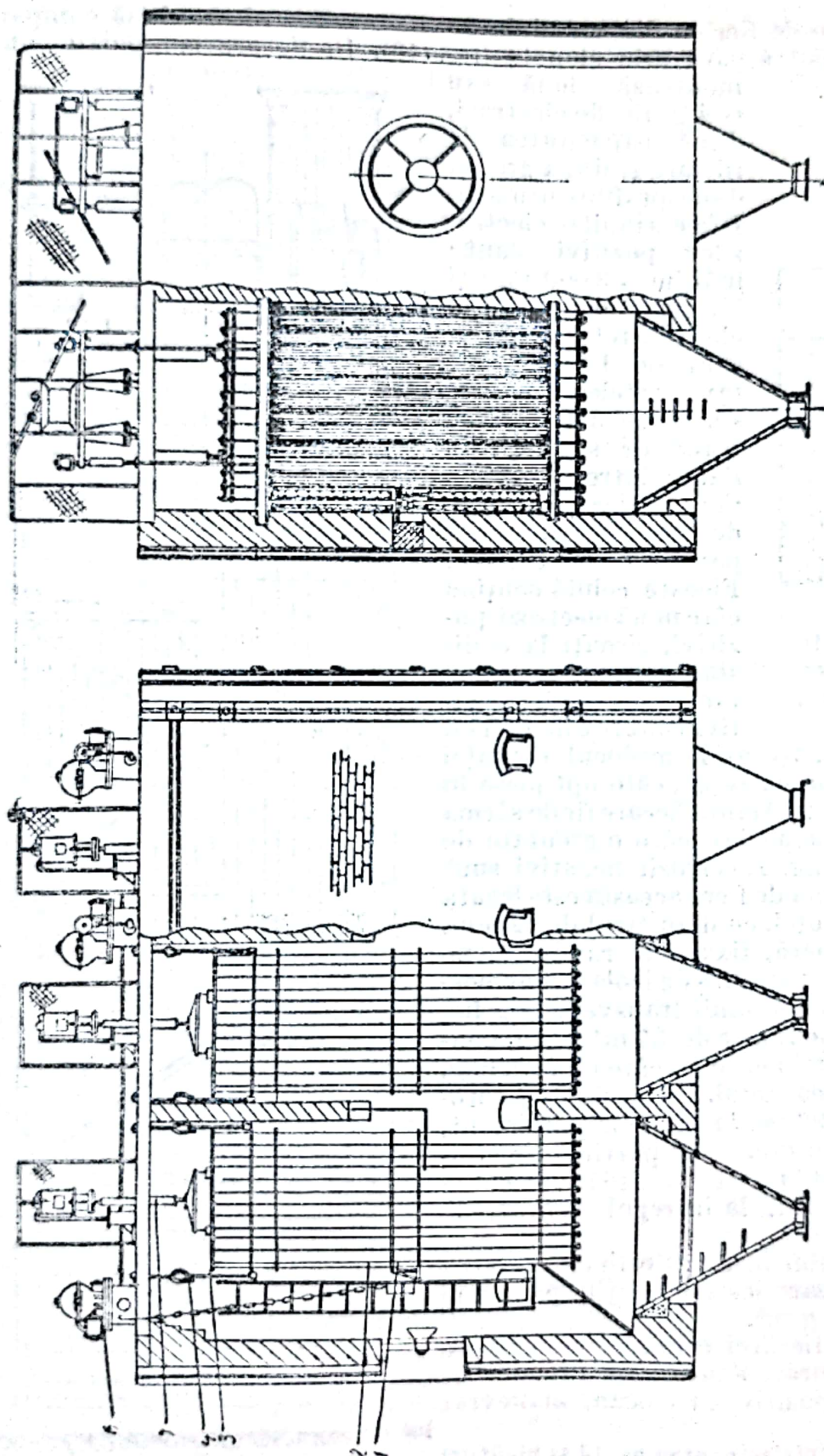


Fig. 41. Filtru electric orizontal :

1 - arborele cu ciocanele de scuturare; 2 - grătar de distribuție; 3 - cadrul superior al electrozilor de coronizare;
4 - greutatea suspendiei electrozilor de depunere; 5 - tub de cuarț; 6 - motorul transmisiei dispozitivului de scuturare.

negativi, din fire de fier cu diametrul de 2–3 mm. Filtrul are două compartimente care se pot separa prin clopote (fig. 42). În fiecare compartiment se

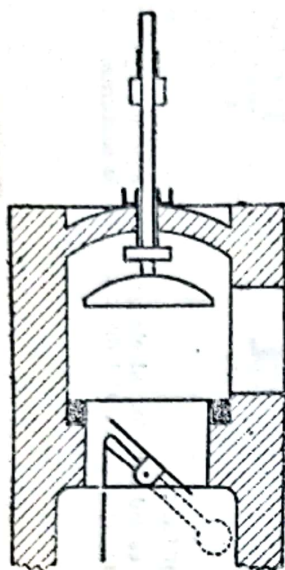


Fig. 42. Clopote pentru închiderea compartimentelor.

montează două sau trei grupe de electrozi, după capacitatea de filtrare și după gradul de desprăfuire urmărit. Dimensiunile electrozilor pozitivi sunt: înălțimea 3 000 mm și lățimea 1 670 mm; ochiurile rețelei de fier sunt de 18 mm, iar rama rețelei are grosimea de 3 mm. Rețeaua de sârmă este fixată între rama de fier cornier și o ramă de fier lat, susținută pe rama de fier cornier. Fiecare celulă conține câte nouă electrozi pozitivi, situați la o distanță între axe de 250 mm. Electrozii negativi sunt fire de oțel cu crom, de 3 mm, așezați la mijlocul distanței dintre două rame cu rețea, câte opt piese în șir, la distanța de 200 mm. Fiecare fir de sârmă poartă, la partea de jos, câte o greutate de fontă de 3–3,5 kg. Electrozii negativi sunt susținuți de o ramă de fier; aceasta este legată printr-o tijă de oțel, cu diametrul de 12 mm, de rama superioară, fixată la rândul ei pe traverse de fier, susținute de izolatori de porțelan. Suprafața secțiunii transversale a fiecărui compartiment este de 3,7 m²; deci, pentru două compartimente cu câte două celule, 7,4 m². Lungimea totală a firului de coronizare este de 192 m la un compartiment, deci de 384 m, la două compartimente. Curentul consumat pe 1 m liniar este de 0,25–0,5 mA, sau, la întregul aparat, de 100–200 mA.

Viteza gazului în filtru este de 0,4–0,7 m/s, iar gazele care ies nu conțin praf mai mult decât 0,2 g/m³.

În dreptul fiecărei celule sunt dispuse silozuri pentru praf. Scuturarea ramelor se face cu un dispozitiv cu ciocan, manevrat manual.

d) Filtre electrice pentru ceață și picături (filtre umede). Filtrele de acest tip (fig. 43) sunt utilizate la purificarea gazelor pentru

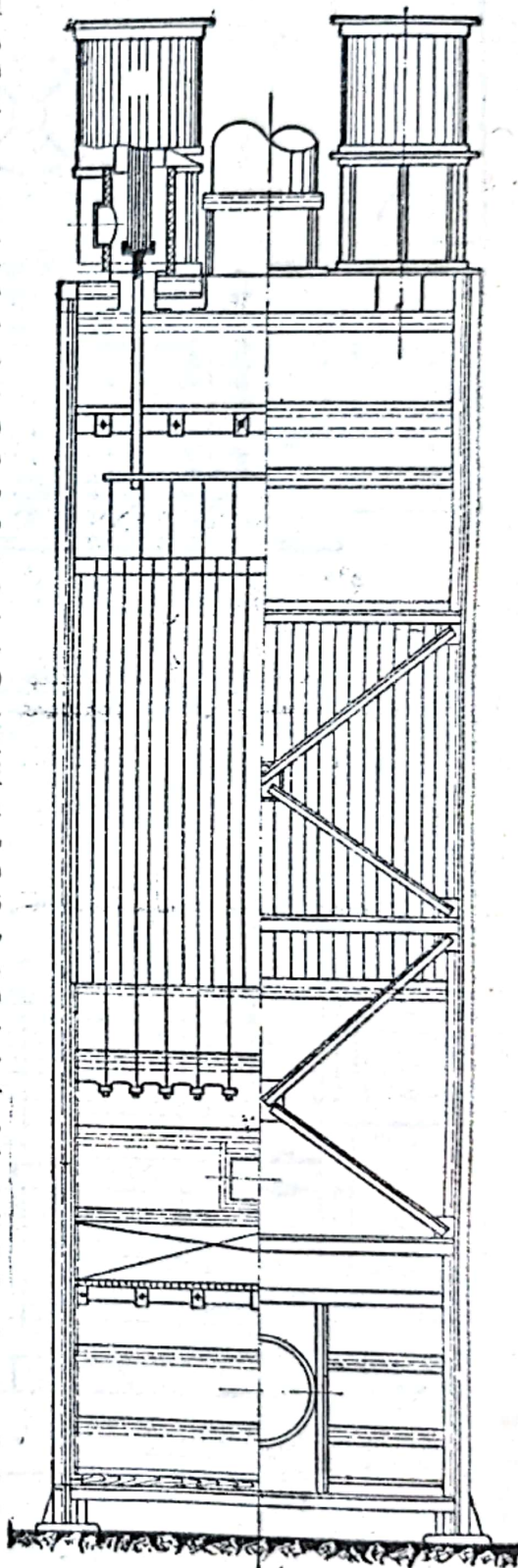


Fig. 43. Filtru electric tip M 126 pentru separarea ceții de acid sulfuric.

fabricarea acidului sulfuric prin procedeul de contact. Rolul principal al lor este îndepărtarea ceței și a suspensiilor de As_2O_3 și Se . Din cauza necesității de a obține gaze foarte curate se lucrează cu două filtre în serie (fiecare având mai multe celule dispuse în paralel, după debitul gazelor). Între primul și al doilea filtru se montează un turn de umezire, care răcește gazele. Condensarea ceței se face pe particulele de praf rămase în gaze, care se acoperă cu un film de apă. Lichidul precipitat pe electrozii pozitivi se scurge la baza celulei. Acest fel de filtre se construiesc din tablă de plumb. Camera propriu zisă, de secțiune rectangulară, este formată dintr-o carcasă de profile de fier. Pereții sunt de tablă de plumb. Elementul filtrant este format din tuburi de plumb, cilindrice sau hexagonale, constituind electrodul pozitiv. Pentru un compartiment cu tuburi hexagonale, numărul tuburilor este de 126, cu secțiunea totală de $6,8 \text{ m}^2$. Viteza gazelor este de $0,6 - 1 \text{ m/s}$, iar temperatura lor, de $30 - 40^\circ\text{C}$. Tensiunea de alimentare este cuprinsă între $38\,000$ și $45\,000 \text{ V}$. Astfel de aparate se construiesc și cu electrozi din plăci de plumb și din fire de fier plumbuite, în curent vertical de gaze. În aceste cazuri, viteza gazelor nu depășește $0,4 - 0,6 \text{ m/s}$. La filtrele umede, legătura electrică la electrozii coronizanți se face printr-o închidere cu ulei (fig. 44), sau printr'un tub de cuarț, înconjurat de o manta de aer încălzită electric.

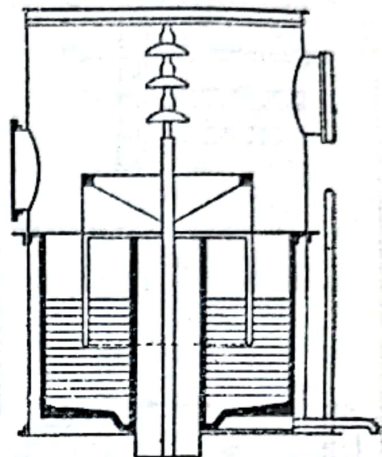


Fig. 44. Izolarea electrozilor coronizanți prin închidere cu ulei.

Un alt tip de filtru electric pentru gaze acide este cel folosit pentru reținerea ceței de acid cald ($120 - 150^\circ\text{C}$). Fig. 45 reprezintă un astfel de filtru, cu electrozi de ferosiliciu sub formă de tuburi. Electrozii de coronizare sunt din fire de fier plumbuite sau chiar din bare de termosilid. Ei sunt suspendați de o bară de fier, plumbuită și suspendată transversal pe izolatori de porțelan. Gazele intră la partea inferioară a aparatului, care este căptușit la interior cu material ceramic antiacid; tuburile de termosilid se sprijină pe o boltă de material antiacid, ceramic.

e) **Filtre electrice pentru gaze metalurgice.** Utilizarea filtrelor electrice la gazele metalurgice uscate nu a dat rezultate multumitoare. În U.R.S.S. se folosesc, în acest scop, filtre electrice umede (fig. 46), pentru gazele dela furnale înalte. Aparatul este de tip tubular, cu două compartimente, având la partea inferioară, prin care intră gazele, un scrubber cu patru etaje de câte $2\,250 \text{ mm}$, cu umplutură. Se stropește apă pe scrubber, prin șapte pulverizatoare. Deasupra scrubberului este montat filtrul electric propriu zis, cuprinzând două compartimente despărțite printr-o șicană verticală. În fiecare compartiment sunt dispuse câte 212 țevi cu diametrul de 300 mm și lungimea de 4 m , în total 424 de țevi. Secțiunea totală utilă a aparatului este de 30 m^2 . Gazele trec cu o viteză de 1 m/s și cu un debit total de $110\,000 \text{ m}^3/\text{h}$. Consumul de apă, la scrubere, este de $150 - 200 \text{ l/h}$. Electrozii de coronizare confecționați din fier de 6 mm au o lungime totală de 848 m . Pentru un consum specific de $0,235 \text{ mA/m}$, consumul total al aparatului este de 200 mA .

În fig. 47 este reprezentată schița unui filtru vertical cu tuburi hexagonale pentru gazele de ardere.

f) **Filtre electrice pentru gaze și vapori condensabili.** În fig. 48 este redat un filtru pentru gudron de generator sau de cocserie, care, în general, poate fi de construcție tubulară sau cu plăci. Corpul exterior este metalic și, pentru că se lucrează cu gaze acide, se căptușește la interior cu lemn. Legătura curentului la electrozii coronizanți este izolată prin închidere cu ulei.

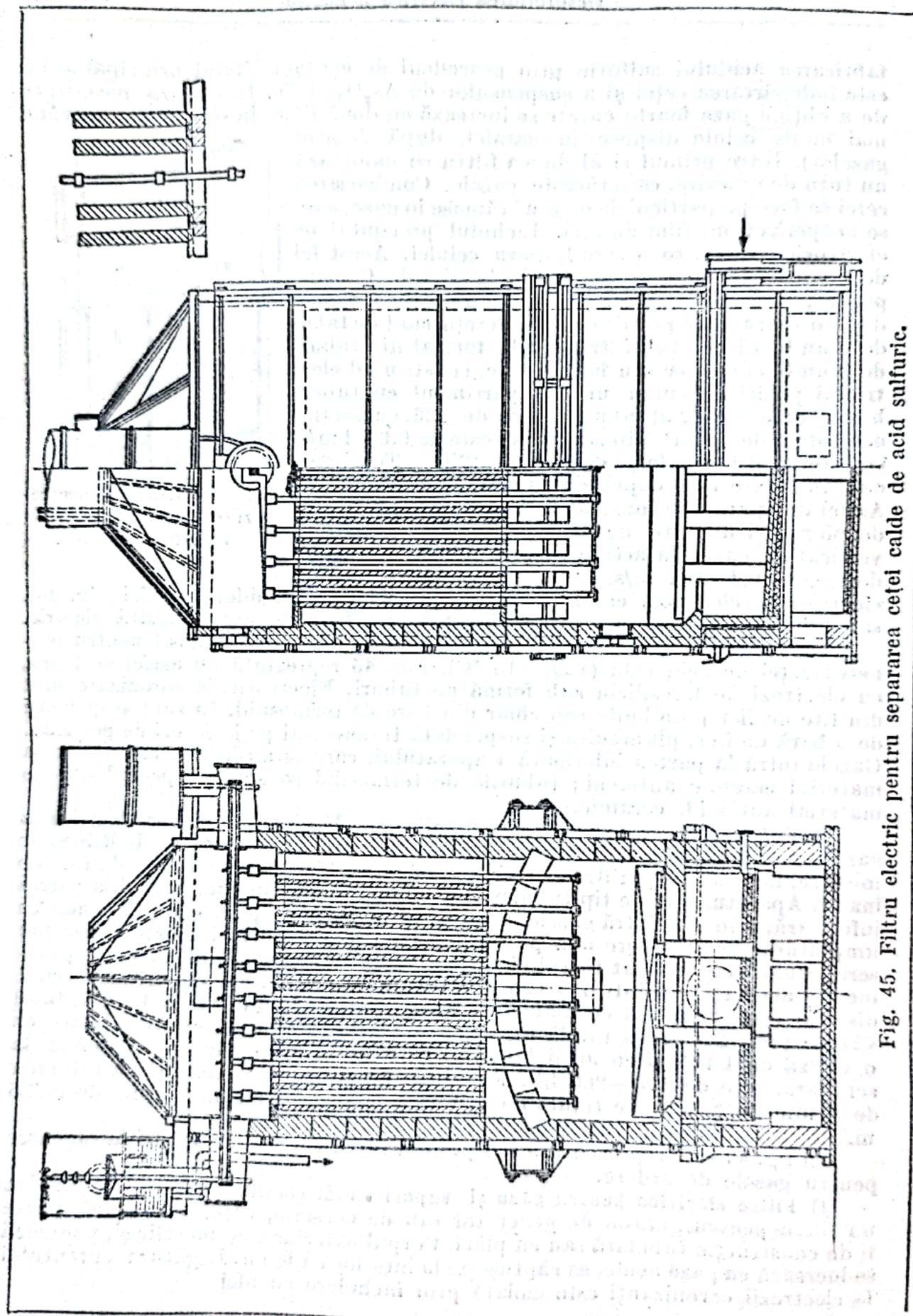


Fig. 45. Filtru electric pentru separarea cetel calde de acid sulfuric.

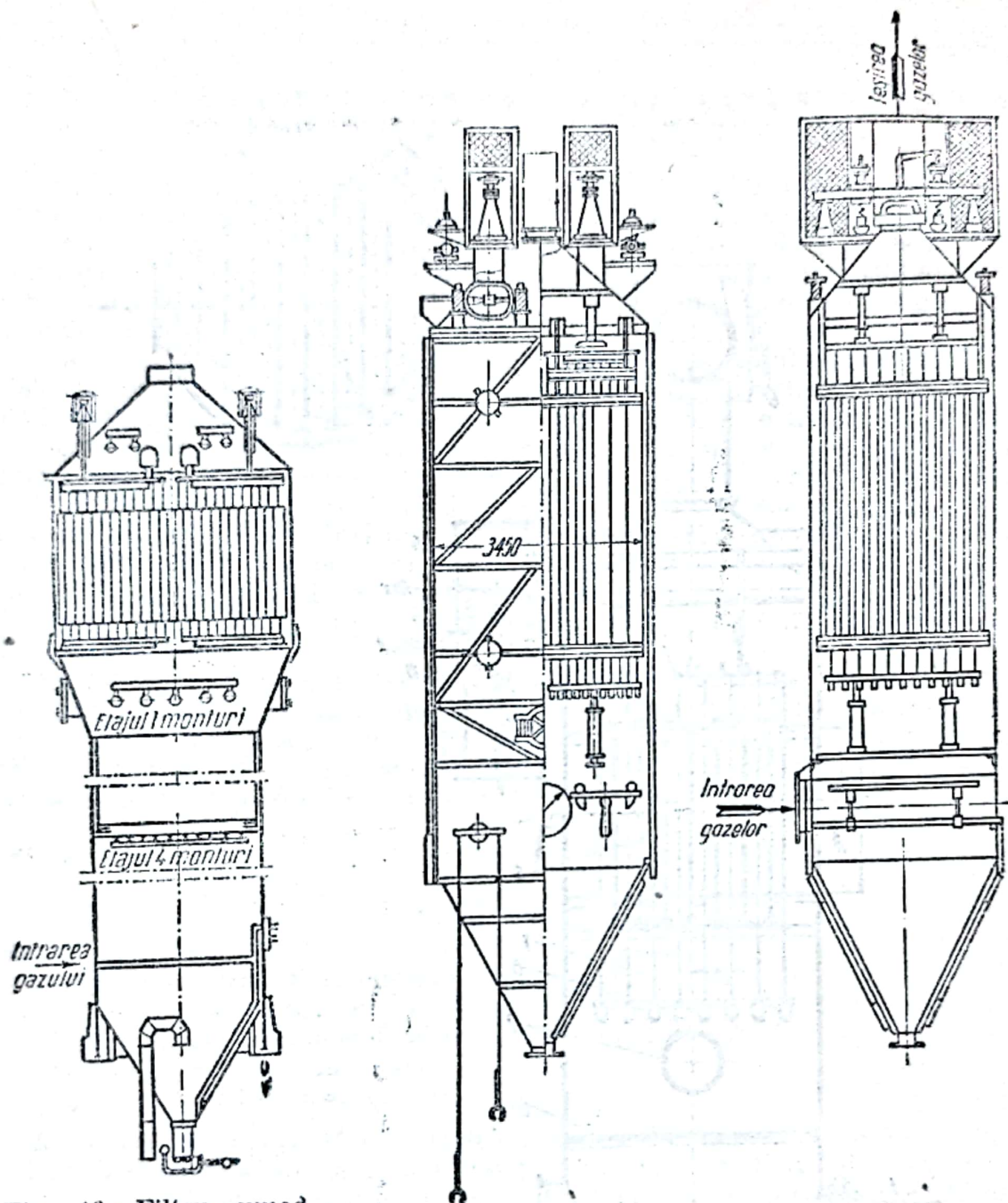


Fig. 46. Filtru umed pentru gaze de furnal înalt.

Fig. 47. Filtru vertical pentru gazele de ardere.

SEPARAREA PARTICULELOR DE FUM, DE CEAȚĂ ȘI DE PULBERI PRIN DISPOZITIVE DE AGLOMERARE SONICĂ

S'a observat că aerosolii pot fi repede aglomerați sub acțiunea undelor sonore de frecvență înaltă. Efectul de aglomerare se atribuie ciocnirii particulelor care capătă o mișcare vibratorie indusă de la mediul gazos în vibrație, completată și cu forțele hidrodinamice de atracție și de repulsie ale particulelor și cu efectul presiunii exercitate de undele acustice asupra obstacolelor din calea lor.

Când particulele sunt mici și când frecvența sunetului este joasă, particulele vibrează cu aceeași amplitudine ca și fluidul gazos din jur. La frecvențe de vibrație înalte, inerția particulelor în suspensie este mai mare decât cea a moleculelor de gaz, astfel că amplitudinea particulelor este mult mai mică. Pentru o anumită frecvență foarte înaltă, unele particule ajung în stare aproape staționară; altele au stări de vibrație corespunzătoare dimensiunilor lor. La o frecvență de 5 000 de cicluri pe secundă, toate particulele de apă cu diametrul de 1 μ vibrează cu aceeași amplitudine ca și gazul, pe când dintre cele de 10 μ numai 5% au amplitudinea gazului. La 25 000 de cicluri pe secundă, 90% din particulele de apă de 1 μ vibrează împreună cu gazul, iar la 90 000 de cicluri pe secundă, numai 50%.

Viteza de aglomerare este determinată de densitatea energiei acustice a sunetului, adică de numărul de ergi de energie acustică pe centimetrul cub. Energia câmpului sonor poate fi exprimată în termeni de intensitate sau în wați de energie sonică pe centimetrul cub. Densitatea de energie și intensitatea sunt funcție de frecvența și de amplitudinea vibrației:

$$E = 2 \pi^2 \gamma f^2 \xi^2$$

și

$$I = 2 \pi^2 \gamma c f^2 \xi^2 \cdot 10^{-7}$$

unde:

- E este densitatea de energie, în erg/cm³;
- I — intensitatea, în W/cm²;
- γ — greutatea specifică a gazului, în kgf/cm³;
- f — frecvență, în cicli/s;
- ξ — amplitudinea, în cm.

Aglomerarea începe efectiv la o densitate de energie de 50 erg/cm³, însă rezultate practice se obțin numai peste 100 erg/cm³. S'au obținut densități de câteva mii de erg/cm³, ceea ce corespunde la o intensitate sonică de câțiva W/cm².

Amplitudinea necesară pentru 100—1000 erg/cm³, la frecvență de 10 kHz, este de 80—250 μ . Densitatea de energie sonică necesară pentru a sustrage acțiunii gravitației o particulă de apă este de circa 400 erg/cm³ la 10 kHz.

Condiția esențială pentru un dispozitiv sonic de aglomerare a aerosolilor este un generator sonic capabil să furnizeze intensități sonice de 1 W/cm² și să aibă dimensiuni alese în mod judicios pentru a reduce la minimum pierderile de energie sonică.

În fig. 49 este reprezentat un precipitator sonic de tip industrial, care se compune dintr'un generator de sunet de tip sirenă (fig. 50), alcătuit dintr'un rotor 1, montat în fața unui stator 2, ambele având găurile de precizie 3. Prin introducerea de aer comprimat, acesta pătrunde alternativ prin găurile rotorului și apoi prin cele ale statorului, astfel încât la suprafața despărțitoare 4, se naște o undă sonică de mare intensitate, care, cu ajutorul cornetului 5, este dirijată în interiorul precipitatorului.

Intensitatea sunetului produs depinde de viteza rotorului, care este acționat de un motor cu reductor de viteză reglabil. Consumul de aer comprimat pentru producerea sunetului la un aparat semiindustrial este de aproximativ $6,5 \text{ m}^3/\text{min}$ aer de 0,6 at, furnizat de un compresor cu un motor de 10 CP. Un astfel de precipitator poate trata pe minut 85 m^3 gaz cu suspensii ($5000 \text{ m}^3/\text{h}$). S'au construit generatoare sonice industriale cu debite până la $1200 \text{ m}^3/\text{min}$.

În practică, intensitatea sau nivelul de presiune a sunetului într'un câmp acustic se măsoară în decibeli ($1 \text{ decibel} = 10^{-16} \text{ W/cm}^2$). În aparatele de aglomerare e necesară o intensitate de presiune sonică de peste 150 decibeli. Din energia aerului comprimat, numai 40–60% se transformă în energie sonică. Timpul efectiv de expunere pentru a se obține o aglomerare a suspensiilor este de câteva secunde. Pentru un aerosol cu dimensiuni date corespunde o frecvență optimă.

Rezultatele practice arată că domeniul frecvenței optime este sub 1,0 kilocicli pentru particule de 10μ și mult mai mare, pentru particule de $0,01 \mu$.

Industrial, gazele cu particule de ceață (acidă) ($0,5 \mu$), la un debit de $680 \text{ m}^3/\text{min}$ ($16500 \text{ m}^3/\text{h}$), sunt introduse tangențial la baza unei coloane cilindrice de aglomerare sonică (diametrul = 2,4 m, înălțimea = 10,5 m) ca în fig. 49.

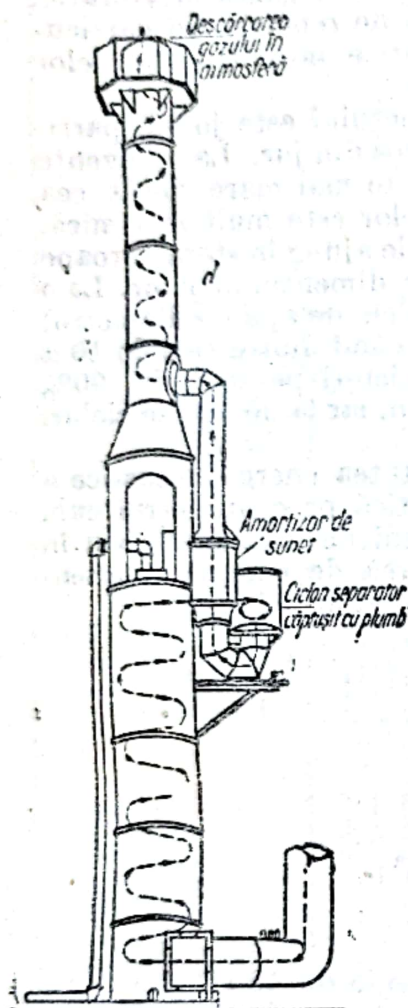


Fig. 49. Dispozitiv de aglomerare sonică.

Generatorul de unde sonice produce unde cu o presiune acustică de 150 decibeli. Viteza gazelor este astfel reglată, încât timpul de expunere

să fie de maximum 4 secunde. Se obține o purificare de 90%, 50% din ceață colectându-se direct la fundul coloanei, iar restul, în ciclonele adiacente. Gazele purificate au 80–120 mg/m³ acid sulfuric de 100%.

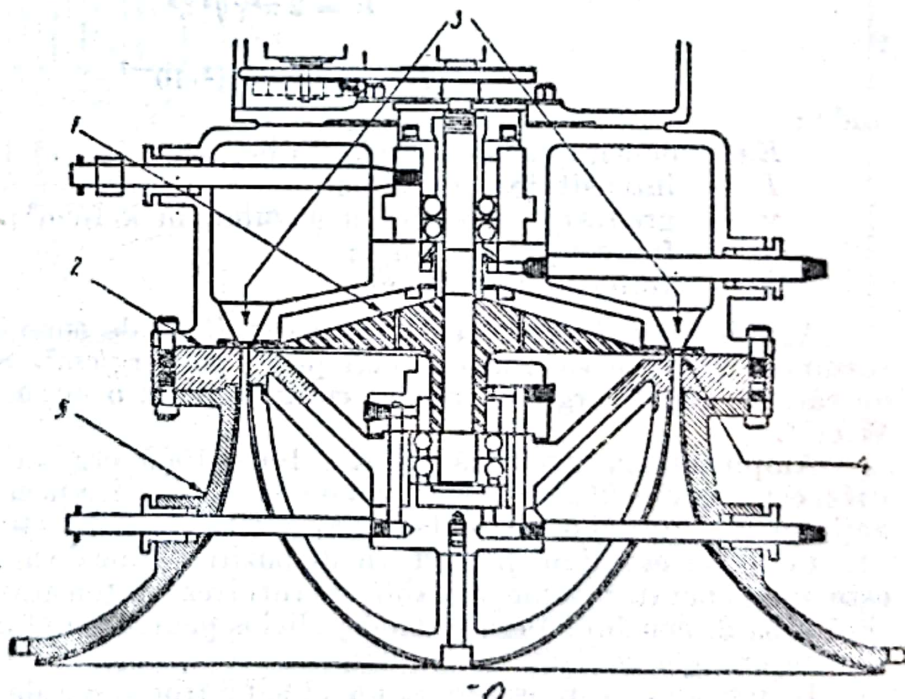


Fig. 50. Generator de unde sonice.

Datele practice arată că costul instalațiilor de depunere sonică este mai mic decât cel al filtrelor electrice; ele prezintă avantajul că pot fi utilizate la aglomerarea suspensiilor cu diametri foarte mici (10μ și chiar sub 1μ), în domeniul de temperatură cuprins între 15 și 500°C , fără nicio greutate. Dealtfel, ele se pot folosi și la aglomerarea particulelor inerte, care nu se electrizează, ceea ce nu se poate obține cu filtrele electrostatice.

Deasemenea, sistemul poate fi aplicat la purificarea gazelor inflamabile, în cazurile în care descărcările electrice sau scurt-circuitele nu sunt permise.

DISPOZITIVE PENTRU DETERMINAREA CANTITĂȚII DE PRAF DIN GAZE

Principiul de funcționare este următorul: se absoarbe din conductă gaze cu o viteză riguros egală cu cea a curentului de gaze din conductă; se separă, într'un filtru, praful din gaze; se calculează sau se măsoară cantitatea de gaze care au trecut prin filtru și se raportează praful colectat la această cantitate.

Există două tipuri de aparate pentru determinarea cantității de praf din gaze: unele colectează și separă praful chiar în conductă; celelalte îl colectează în conductă însă îl separă în afara conductei.

În fig. 51 este reprezentată o instalație de măsurarea cantității de praf din gaze, care face separarea prafului chiar în conductă.

Capul demontabil al aparatului are un orificiu în care pătrund gazele cu praf. În interiorul său se găsește un filtru care reține praful. Gazele curățate ies prin fundul găurit, fiind absorbite de un exhaustor.

Instalația cuprinde termometre, un tub Pitot pentru măsurarea vitezei gazelor și o instalație pentru controlul vitezei de sugere a gazelor.

Sistemele în care separarea prafului se face în exterior prezintă desavantajul că permit depuneri de

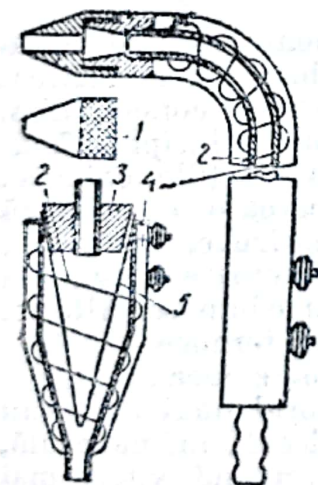


Fig. 52. Măsurător de praf Niogaz:

1 - cap demontabil; 2 - rezistență electrică; 3 - dop de plută; 4 - izolație; 5 - filtru de hârtie poroasă.

praf pe conductă din cauza schimbărilor de direcție și a condensării de vapori. Pentru a evita acest lucru se prevede (fig. 52) încălzirea electrică a tubului care conduce la filtru; mărirea vitezei în conducta de absorbție se face prin schimbarea progresivă a secțiunii acestei conducte.

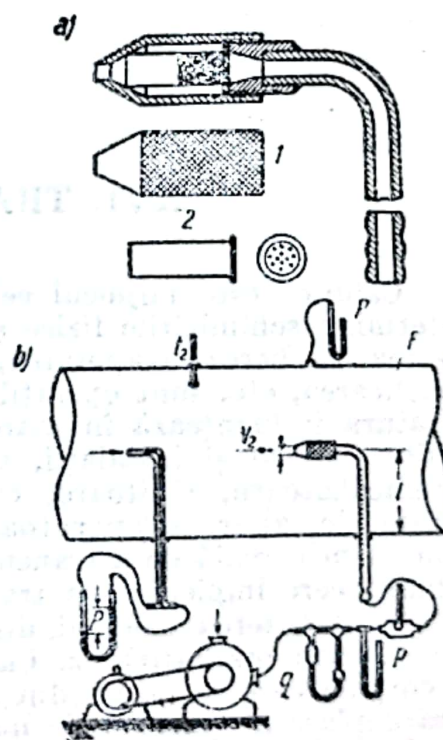


Fig. 51. Măsurător de praf T.G.C.L. și instalația de măsurare:

a - măsurător de praf T.G.C.L., 1 - cap demontabil; 2 - cartuș de filtrare; b - instalația de măsurat praf în conductă.

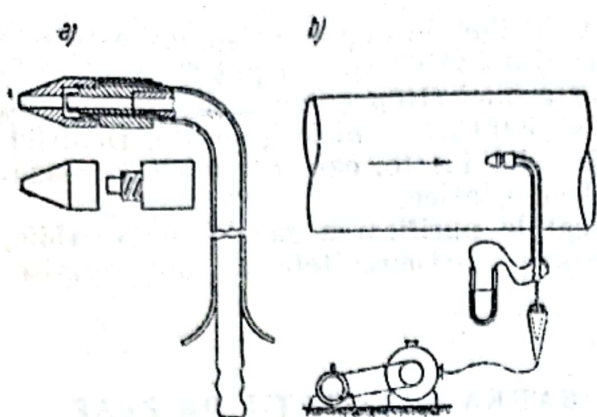


Fig. 53. Măsurător de praf V.T.I. :

a - măsurător de praf V.T. 1; b - instalația de măsurat praf în conductă.

prealabilă a vitezelor, determinarea volumului și a greutății volumetrice a gazelor aspirate. Aparatul trebuie etalonat în prealabil. Egalarea presiunilor trebuie efectuată foarte precis.

Măsurătorul de gaz din fig. 53 este prevăzut cu două tuburi capilare, prin care se transmit presiunea statică dela secțiunile circulare din interiorul conductei măsurătorului de praf și din exteriorul său. Când aceste presiuni sunt egale, sunt egale și presiunile dinamice, deci și vitezele. Egalarea vitezelor în interiorul conductei măsurătorului de praf și în conducta în care este instalat se face prin reglarea debitului exhaustorului; controlul se face prin micromanometrul care este pus în legătură cu capilarele. În acest caz, nu mai este necesară o măsurare

XVI. TRANSMITEREA CĂLDURII

Căldura este mijlocul cel mai eficace pentru a influența sau pentru a determina schimbările fizice și chimice în procesele de fabricație. Incălzirea, răcirea, fierberea, evaporarea, uscarea, distilarea, sublimarea, condensarea, rectificarea, etc. sunt operații fizice în care căldura are rolul principal. Temperatura influențează în mare măsură echilibrul și viteza reacțiilor chimice. Multe aparate și instalații, simple și complicate: schimbătoare de căldură (preîncălzitoare, răcitoare, condensatoare), instalații frigorifice, cuptoare, cazane de abur, evaporatoare, coloane de distilare, reactoare, etc., au funcția principală de a transmite căldura în condițiile optime impuse. Alteori, tehnica cere împiedicarea transmiterii căldurii, prin izolări termice.

Transmiterea căldurii dintr'un punct într'altul se poate face :

1. Prin *conductivitate*. Căldura se transmite în interiorul unui corp sau la corpurile care se ating, din aproape în aproape, din moleculă în moleculă, fără deplasare aparentă de materie: moleculele mai calde, având viteze mai mari sau energie cinetică mai mare, ciocnesc moleculele învecinate mai reci, cedând o parte din energia lor; transmiterea căldurii continuă până când se ajunge la o uniformizare macroscopică a stării energetice corespunzând cu egalizarea temperaturii. De exemplu, transmiterea căldurii printr'o bară metalică.

2. Prin *convecție*. Transmiterea căldurii se face cu deplasare de materie (gaz sau lichid). Deplasarea materiei și, transmiterea căldurii prin convecție se datorește: a) diferenței de densitate (*convecție naturală*): părțile de fluid mai calde având densitatea mai mică se ridică prin fluid, iar cele mai reci (mai grele) coboară, și b) mijloacelor mecanice, de exemplu pompe, agitare (*convecție forțată*).

3. Prin *radiație*. Căldura se transformă în energie radiantă, care străbate spațiul sub formă de unde : când acestea întâlnesc un corp, ele se transformă din nou, total sau parțial, în căldură. Corpul emițător și cel receptor nu sunt în contact : căldura se transmite, în acest caz, dela distanță.

Transmiterea căldurii poate să se facă simultan prin două sau prin toate trei modurile descrise mai sus. Totdeauna transmiterea căldurii prin convecție este însoțită de transmitere prin conductivitate și, invers, transmiterea prin conductivitate în gaze și lichide este însoțită de transmitere prin convecție. Pierderea de căldură a unui corp cald în atmosfera înconjurătoare se face prin conductivitate, convecție și radiație.

CONDUCTIVITATE

Ca pentru orice transport de energie, următoarea expresie este valabilă și pentru transmiterea căldurii prin conductivitate :

$$\frac{\text{Energia transmisă}}{\text{Timpul}} = - \frac{\text{Diferența de potențial}}{\text{Rezistență}} \quad (1)$$

Semnul minus arată că energia este transmisă în sensul scăderii potențialului.

Pentru electricitate, expresia (1) ia forma :

$$\frac{C}{\tau} = - \frac{E}{R},$$

sau, cu înlocuirile cunoscute :

$$\frac{C}{\tau} = I = - \frac{E}{R} = - \frac{E}{\rho \frac{l}{S}} = - \frac{E}{\frac{l}{\kappa S}} = - \kappa S \frac{E}{l} = - \frac{\kappa}{l} SE, \quad (2)$$

unde :

- C este cantitatea de electricitate, în C ;
- τ — timpul, în s ;
- I — intensitatea, în A ;
- E — diferența de potențial, tensiunea, în V ;
- R — rezistența electrică, în Ω ;
- ρ — rezistența electrică, în $\Omega \cdot \text{m/mm}^2$;
- $\kappa = 1/\rho$ — conductivitatea electrică, în $\text{mm}^2/\Omega \cdot \text{m}$;
- l — lungimea conductorului, în m ;
- S — secțiunea conductorului, în mm^2 .

Prin analogie, pentru transmiterea căldurii prin conductivitate, rezultă :

$$\frac{q}{\tau} = Q = - \frac{\Delta t}{R} = - \frac{\lambda}{\delta} S \Delta t. \quad (3)$$

De obicei se omite semnul minus, și ecuația fundamentală pentru transmiterea căldurii se folosește sub forma :

$$Q = \kappa S \Delta t \quad (4)$$

în care :

$$\kappa = \frac{\lambda}{\delta} \quad (5)$$

unde :

- q — este cantitatea de căldură transmisă prin conductivitate, în kcal;
 τ — timpul, în h;
 Q — (debitul de căldură) = căldura transmisă prin conductivitate în unitatea de timp, în kcal/h;
 k — coeficientul total de transmitere, în kcal/m²·h·grd;
 λ — coeficientul de conductivitate (termică), în kcal/m·h·grd;
 δ — grosimea (măsurată în sensul transmiterii căldurii), în m;
 S — suprafața prin care se transmite căldura (măsurată perpendicular pe direcția de transmitere), în m²;
 Δt — diferența de temperatură (între fețele stratului cu grosimea δ , în grd;

$$R = l/kS = \delta/\lambda S \text{ — rezistența calorică, în kcal}^{-1} \cdot \text{hgrd.}$$

Legea lui Fourier. Ecuația (3) sub formă diferențială :

$$\frac{dq}{d\tau} = -\lambda S \frac{dt}{d\delta} \quad (6)$$

este cunoscută sub numele de legea lui Fourier și reprezintă relația cea mai generală pentru transmiterea căldurii prin conductivitate.

Coeficientul de conductivitate λ din formulele (5) și (6) este caracteristic fiecărui material și condițiilor în care se găsește acesta. În tabela 1 sunt indicați coeficienții de conductivitate pentru câteva materiale.

Observații generale asupra coeficientului de conductivitate :

a) Pe categorii de materiale, coeficientul de conductivitate variază în următoarele limite :

Materiale izolante	$\lambda = 0,02 - 0,1$	kcal/m·h·grd
Materiale de construcție . . .	$\lambda = 0,5 - 3,0$	kcal/m·h·grd
Metale	$\lambda = 10 - 360$	kcal/m·h·grd
Apă la 20°C	$\lambda = 0,52$	kcal/m·h·grd
Aer la 20°C	$\lambda = 0,02$	kcal/m·h·grd

b) Pentru metale, coeficienții de conductivitate termică sunt aproximativ proporționali cu conductivitatea electrică.

c) Impuritățile metalelor scad mult coeficientul de conductivitate termică (cum rezultă din tabela 1 pentru cupru).

d) Componentii unui aliaj micșorează coeficientul de conductivitate termică până la un minim. Astfel pentru aliajul Fe,Ni :

Fe	100	80	60	40	25	5	0
Ni	0	20	40	60	75	95	100
λ (kcal/m·h·grd) . . .	36	14	9	14	22	29	50

e) Umiditatea mărește mult coeficientul de conductivitate termică. Astfel :

	U_{scat}	U_{med}
Pământ	$\lambda = 0,12$	$\lambda = 0,58$ kcal/m·h·grd
Căramidă	$\lambda = 0,3$	$\lambda = 0,9$ kcal/m·h·grd
Nisip	$\lambda = 0,28$	$\lambda = 0,97$ kcal/m·h·grd

f) Pentru materiale poroase, coeficientul de conductivitate scade cu creșterea porozității și, deci, cu scăderea densității aparente, tinzând către coeficientul de conductivitate al aerului (0,02 kcal·h·grd, la 20°C).

Coeficienți de conductivitate termică λ^1

Tabela 1

Materialul	Greutatea specifică γ kgf/m ³	Tempera- tura t °C	Coeficient de conductivitate λ kcal/m · h · grd	Căldura specifică c kcal/kggrd	Difuzivita- tea termică $a = \frac{\lambda}{c \gamma}$ m ² /h
Asbest carton	1 930	-0—90	0,70	—	—
Asbest fibre	470	50	0,095	0,195	0,00104
Lemn de s'ejar $\perp$ fibre	800	20	0,178	0,42	0,00053
Lemn de stejar $\parallel$ fibre	800	20	0,312	—	—
Lemn de brad $\perp$ fibre	448	20	0,092	—	—
Lemn de brad $\parallel$ fibre	448	20	0,22	—	—
Pământ uscat	1 500	—	0,119	—	—
Pământ umed	1 700	—	0,565	0,48	0,000693
Căramizi izolate	550	10	0,12	—	—
Căramizi de construcție	800 — 1 500	20	0,20 — 0,25	—	—
Căramizi refractare	1 850	500	1,16	—	—
Zidărie uscată	—	20	0,35	—	—
Beton uscat	2 300	20	1,10	0,27	0,00177
Asfalt	2 110	20	0,60	0,50	0,00057
Nisip uscat	1 500	20	0,28	0,19	0,00985
Nisip umed	1 650	20	0,97	0,50	0,00177
Sticlă	2 500	20	0,64	0,16	0,0016
Vată de sticlă	200	0	0,032	0,16	0,0010
Porțelan	2 400	95	0,89	0,26	0,00143
Funingine	190	40	0,027	—	—
Piatră de cazane	—	300	0,07 — 2,0	—	—
Marmoră	2 700	90	1,12	0,10	0,00415
Plută	190	30	0,036	0,45	0,00042
Cauciuc	1 200	0	0,14	0,33	0,000353
Piele (talpă)	1 000	30	0,137	—	—
Lână	136	0	0,033	0,4	0,0006
Apă (tabela 4)	1 000	20	0,52	1	0,00051
Gheață	920	0	1,935	0,54	0,00389
Zăpadă	560	—	0,40	0,50	0,00143
Aer (tabela 2)	1,2	20	0,02	0,24	0,0077
<i>Metale</i>					
Aluminiu 99%	2 600 — 2 700	0	175,0	0,22	0,328
Aluminiu 92% Al + 8% Cu	—	20	112	—	—
Alamă	8 600	0	73,5	0,090	0,095
Argint	10 500	0	394	0,056	0,670
Bronz	8 000	20	55,0	0,091	0,075
Cupru electrolitic	8 800	0	330	0,091	0,412
Cupru comercial	—	20	320	—	—
Cupru cu 0,63 fosfor	—	20	90	—	—
Cupru cu 1,98% fosfor	—	20	45	—	—
Cupru cu urme de arsen	—	20	122	—	—
Fontă	7 220	20	54	0,12	0,0625
Oțel	7 900	20	39	0,11	0,045
Mercur	13 600	0	7,5	0,033	0,0167
Nichel	9 000	20	50	0,11	0,0505
Plumb	11 400	0	30	0,031	0,085
Staniu	7 230	0	55	0,054	0,141
Zinc	7 000	20	100	0,094	0,152

¹ După M. A. Miheiev: Bazele transmiterii căldurii, Moscova, 1949.

Tabela 2

Constante fizice pentru aerul uscat ($p = 1 \text{ kgf/cm}^2$)

Temperatura $t, ^\circ\text{C}$	Greutatea specifică $\gamma - \text{kgf/m}^3$	Căldura specifică $c_p \text{ kcal/kg} \cdot \text{grd}$	Conductivitatea termică $\lambda \cdot 10^2$ $\text{kcal/m} \cdot \text{h} \cdot \text{grd}$	Difuzibilitatea termică $a \cdot 10^3$ m^2/h	Viscozitatea dinamică $\eta \cdot 10^3$ $\text{kgf} \cdot \text{s/m}^2$	Viscozitatea cinematică $\nu \cdot 10^6$ m^2/s	Criteriul lui Prandtl Pr
-180	3,685	0,250	0,65	0,705	0,66	1,76	0,900
-150	2,817	0,248	1,00	1,45	0,89	3,10	0,770
-100	1,984	0,244	1,39	2,88	1,20	5,94	0,742
-50	1,534	0,242	1,75	4,73	1,49	9,54	0,726
-20	1,365	0,241	1,94	5,94	1,66	11,93	0,724
0	1,252	0,241	2,04	6,75	1,75	13,70	0,723
10	1,206	0,241	2,11	7,24	1,81	14,70	0,722
20	1,164	0,242	2,17	7,66	1,86	15,70	0,722
30	1,127	0,242	2,22	8,14	1,91	16,61	0,722
40	1,092	0,242	2,28	8,65	1,96	17,60	0,722
50	1,056	0,243	2,34	9,14	2,00	18,60	0,722
60	1,025	0,243	2,41	9,65	2,05	19,60	0,722
70	0,996	0,243	2,46	10,18	2,08	20,45	0,722
80	0,968	0,244	2,52	10,65	2,14	21,70	0,722
90	0,942	0,244	2,58	11,25	2,20	22,90	0,722
100	0,916	0,244	2,64	11,80	2,22	23,78	0,722
120	0,870	0,245	2,75	12,90	2,32	26,20	0,722
140	0,827	0,245	2,86	14,10	2,40	28,45	0,722
160	0,789	0,246	2,96	15,25	2,46	30,60	0,722
180	0,755	0,247	3,07	16,50	2,55	33,17	0,722
200	0,723	0,247	3,18	17,80	2,64	35,82	0,722
250	0,653	0,249	3,42	21,2	2,85	42,8	0,722
300	0,596	0,250	3,69	24,8	3,03	49,9	0,722
350	0,549	0,252	3,93	28,4	3,21	57,5	0,722
400	0,508	0,253	4,17	32,4	3,36	64,9	0,722
500	0,450	0,256	4,64	40,0	3,69	80,4	0,722
600	0,400	0,260	5,00	49,1	4,00	98,1	0,723
800	0,325	0,266	5,75	68,0	4,54	137,0	0,725
1 000	0,268	0,272	6,55	89,9	5,05	185,0	0,727
1 200	0,238	0,278	7,27	113,0	5,50	232,5	0,730
1 400	0,204	0,284	8,00	138,0	5,89	282,5	0,736
1 600	0,182	0,291	8,70	165,0	6,28	338,0	0,740
1 800	0,165	0,297	9,40	192,0	6,68	397,0	0,744

1) După M. A. Miheiev: Bazele transmiterii căldurii, Moscova, 1949, p. 366.

Tabela 3

Constante fizice pentru vaporii de apă saturați¹⁾

Temperatura t °C	Prestunea p kgf/cm ²	Greutatea spe- cifică γ kgf/m ³	Căldura de eva- porare r kcal/kg	Căldura spe- cifică c_p kcal/kg · °C	Conductivitatea termică λ · 10 ³ kcal/m · h · °C	Difuzivitatea termică a · 10 ³ m ² /h	Viscozitatea di- namică η · 10 ⁴ kgf · s/m ²	Viscozitatea ci- nematică ν · 10 ³ m ² /s	Criteriul lui Prandtl Pr
100	1,03	0,598	538,9	0,48	2,08	71,0	1,23	20,15	1,02
110	1,46	0,827	532,4	0,49	2,23	54,4	1,28	15,20	1,00
120	2,03	1,112	525,7	0,50	2,37	42,1	1,34	11,70	0,99
130	2,75	1,496	518,9	0,52	2,53	32,5	1,39	9,11	1,01
140	3,69	1,967	511,9	0,53	2,65	25,4	1,44	7,18	1,02
150	4,85	2,548	504,9	0,55	2,85	20,3	1,50	5,76	1,02
160	6,30	3,260	497,0	0,57	3,00	16,15	1,55	4,67	1,04
170	8,08	4,122	489,2	0,59	3,18	13,05	1,61	3,83	1,06
180	10,23	5,157	481,0	0,61	3,30	10,50	1,67	3,18	1,09
190	12,80	6,392	472,5	0,65	3,53	8,56	1,72	2,64	1,11
200	15,86	7,857	463,5	0,68	3,71	6,94	1,77	2,21	1,15
210	19,46	9,585	454,0	0,72	3,88	5,63	1,82	1,86	1,19
220	23,66	11,61	443,9	0,76	4,04	4,57	1,87	1,58	1,24
230	28,53	13,98	433,3	0,81	4,26	3,76	1,92	1,35	1,29
240	34,15	16,75	421,9	0,87	4,47	3,08	1,98	1,16	1,35
250	40,56	19,98	409,8	0,92	4,68	2,55	2,03	0,997	1,41
260	47,87	23,74	396,8	1,00	4,88	2,08	2,09	0,864	1,52
270	56,14	28,11	382,9	1,09	5,15	1,69	2,15	0,750	1,60
280	65,46	33,22	368,2	1,19	5,43	1,37	2,22	0,654	1,72
290	75,92	39,18	352,2	1,33	5,74	1,11	2,28	0,574	1,86
300	87,61	46,24	335,1	1,48	6,03	0,88	2,35	0,499	2,03
310	100,64	54,64	316,2	1,69	6,54	0,71	2,42	0,435	2,21
320	115,13	64,79	295,2	1,94	7,00	0,56	2,50	0,379	2,45
330	131,18	77,20	271,8	2,34	7,57	0,42	2,59	0,329	2,83
340	149,00	92,90	244,9	2,80	8,20	0,316	2,70	0,284	3,24
350	168,63	113,6	213,0	4,00	9,20	0,203	2,84	0,245	4,35
360	190,42	143,6	171,9	5,00	10,60	0,148	3,03	0,207	5,05
370	214,68	200,0	107,0	7,00	13,20	0,095	3,36	0,163	6,20

¹⁾ După M. A. Mihailov: Bazele transmiterii căldurii, Moscova, 1949, p. 373

Tabela 4

Constante fizice pentru apa lichidă la temperatura și presiunea de fierbere ¹⁾

Temperatura t °C	Presiunea p kgf/cm ²	Greutatea specifică γ kgf/m ³	Căldura specifică c_p kcal/kg · grd	Conductivitatea termică λ · 10 ² kcal/m · h · grd	Difuzibilitatea termică a · 10 ⁴ m ² /h	Viscozitatea dinamică η · 10 ³ kgf · s/m ²	Viscozitatea cinematică ν · 10 ⁶ m ² /s	Coefficientul de dilatare cubică β · 10 ⁴ grd. ⁻¹	Criteriul lui Prandtl Pr
0	1	999,8	1,012	0,474	4,7	182,5	1,790	-0,63	13,7
10	1	999,6	1,006	0,494	4,9	133,0	1,300	0,88	9,56
20	1	998,2	1,004	0,515	5,1	102,0	1,000	2,07	7,06
30	1	995,6	1,003	0,531	5,3	81,7	0,805	3,04	5,5
40	1	992,2	1,003	0,545	5,5	66,6	0,659	3,90	4,3
50	1	988,0	1,003	0,557	5,6	56,0	0,556	4,6	3,56
60	1	983,2	1,004	0,567	5,8	48,0	0,479	5,3	3,00
70	1	977,7	1,006	0,574	5,8	41,4	0,415	5,8	2,56
80	1	971,8	1,007	0,580	5,9	36,3	0,366	6,3	2,23
90	1	965,3	1,009	0,585	6,0	32,1	0,326	7,0	1,95
100	1,03	958,3	1,010	0,587	6,1	28,8	0,295	7,5	1,75
110	1,46	951,0	1,012	0,589	6,1	26,0	0,268	8,0	1,58
120	2,02	943,1	1,015	0,590	6,2	23,5	0,244	8,6	1,43
130	2,75	934,8	1,020	0,590	6,2	21,6	0,226	9,2	1,32
140	3,68	926,1	1,025	0,589	6,2	20,0	0,212	9,7	1,23
150	4,85	916,9	1,032	0,588	6,2	18,9	0,202	10,3	1,17
160	6,30	907,4	1,040	0,587	6,2	17,7	0,191	10,8	1,10
170	8,08	897,3	1,048	0,584	6,2	16,6	0,181	11,5	1,05
180	10,23	886,9	1,057	0,580	6,2	15,6	0,173	12,2	1,01
190	12,80	876,0	1,066	0,576	6,2	14,8	0,166	12,9	0,97
200	15,86	864,7	1,078	0,570	6,1	14,1	0,160	13,6	0,94
210	19,46	852,8	1,10	0,563	6,0	13,4	0,154	14,6	0,92
220	23,66	840,3	1,11	0,555	6,0	12,8	0,149	15,6	0,90
230	28,53	827,3	1,12	0,548	6,0	12,2	0,145	16,7	0,88
240	34,14	813,6	1,13	0,540	5,9	11,7	0,141	17,9	0,86
250	40,56	799,2	1,16	0,531	5,7	11,2	0,137	19,4	0,86
260	47,87	784,0	1,18	0,520	5,6	10,8	0,135	21,2	0,86
270	56,14	767,9	1,20	0,507	5,5	10,4	0,133	22,3	0,87
280	65,46	750,7	1,25	0,494	5,3	10,0	0,131	24,0	0,89
290	75,92	732,3	1,30	0,480	5,0	9,6	0,129	25,7	0,92
300	87,61	712,5	1,38	0,464	4,7	9,3	0,128	31,4	0,98
310	100,64	690,6	1,47	0,446	4,4	9,0	0,128	36	1,05
320	115,12	667,1	1,57	0,425	4,1	8,7	0,128	40	1,13
330	131,18	640,2	1,72	0,402	3,7	8,3	0,127	45	1,25
340	148,96	609,4	1,95	0,376	3,2	7,9	0,127	61	1,45
350	168,63	572,0	2,20	0,344	2,7	7,4	0,127	69	1,67
360	190,42	524,0	2,43	0,306	2,4	6,8	0,127	112	1,91
370	214,68	448,0	2,68	0,252	2,1	5,8	0,127	314	2,18

¹⁾ După M. A. Miheiev: Bazele transmiterii căldurii, Moscova, 1949.

g) Coeficientul de conductivitate λ variază cu temperatura; variația este aproximativ liniară :

$$\lambda_t = a + bt = \lambda_0 (1 + \alpha t) \quad (7)$$

unde :

- λ_t este coeficientul de conductivitate la temperatura t , în kcal/m·h·grd ;
- λ_0 — coeficientul de conductivitate la 0°C, în kcal/m·h·grd ;
- t — temperatura, în °C ;
- $a = \lambda_0$;
- b — coeficient, în kcal/m·grd² ;
- α — coeficient, în grd⁻¹.

Variația cu temperatura este mai mare pentru gaze și pentru lichide. Pentru gaze, variația este dată de relația¹⁾ :

$$\lambda_t = \lambda_{20} \frac{273 + C}{T + C} \left(\frac{T}{273} \right)^{3/2} \quad (8)$$

unde :

- λ_{20} este coeficientul de conductivitate al gazului la 20°C ;
- T — temperatura absolută, în °K ;
- C — constantă determinată experimental, în °K ; pentru aer $C = 122$; pentru azot $C = 102$; pentru hidrogen $C = 94$.

În fig. 1 se arată variația lui λ cu temperatura, pentru câteva gaze.

Pentru metale (afară de Cu și Al), λ scade cu creșterea temperaturii (constantele b și α în ecuația 7 sunt negative). Pentru nemetale, gaze și lichide, λ crește cu ridicarea temperaturii. Astfel :

pentru plumb $\lambda_t = 20,5 (1 - 0,000471 t)$;

pentru pământ

de infuzorii $\lambda_t = 0,04 (1 + 0,0014 t)$.

h) Coeficientul de conductivitate variază puțin cu presiunea : la lichide s'a observat o creștere de aproximativ 3% la 1 000 at, iar la gaze, o creștere de 30% la 1 000 at.

i) Coeficientul de conductivitate λ al lichidelor se poate calcula, aproximativ, cu formula lui Weber :

$$\lambda = 1,29 c \gamma \sqrt{\frac{\gamma}{M}}$$

unde :

- λ este coeficientul de conductivitate, în kcal/m·h·grd ;
- c — căldura specifică a lichidului, în kcal/kg·grd ;
- γ — greutatea specifică, în kgf/cm³ ;
- M — greutatea moleculară.

După această formulă, coeficientul de conductivitate al apei este 0,68 în loc de 0,52 kcal/m h grd.

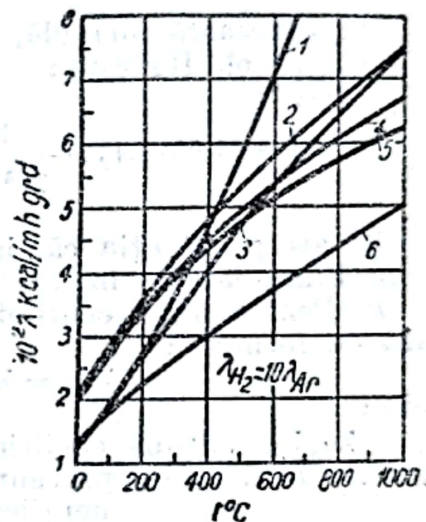


Fig. 1. Variația lui λ cu temperatura pentru câteva gaze :

- 1—vapori de apă ; 2—oxigen ;
- 3—dioxid de carbon ; 4— aer ;
- 5—azot ; 6—argon.

¹⁾ Casatkin A. G. Procese și aparate principale în tehnologia chimică, Moscova, 1950.

j) Coeficientul de conductivitate λ al gazelor se calculează cu ecuația teoretică a lui Maxwell

$$\lambda = A c_v \mu g,$$

unde :

$$A = 3,75 \left(\frac{c_p}{c_v} - 1 \right); \text{ pentru gazele monoatomice, } A = 2,25, \text{ pentru gazele biatomice, } A = 1,90; \text{ pentru gazele triatomice, } A = 1,72;$$

c_v — căldura specifică la volum constant, în kcal/kg·grd;
 c_p — căldura specifică la presiune constantă, în kcal/kg·grd;
 μ — viscozitatea gazului, în kgf·h/m²;
 g — accelerația pământască = 9,81·3 600², în m/h².

După această formulă, coeficientul de conductivitate al aerului la 20°C și 760 mm col. Hg este :

$$\lambda = 1,90 \cdot 0,171 \cdot \frac{1,65}{10^6 \cdot 3\,600} \cdot 9,81 \cdot 3\,600^2 = 0,019 \text{ kcal/m h grd.}$$

Se atrage atenția că, în această formulă, viscozitatea trebuie introdusă în kgf·h/m², iar nu în kgf·s/m², cum se găsește de obicei în literatură.

k) Pentru amestecuri de gaze, coeficientul de conductivitate se calculează cu formula :

$$\lambda_{am} = \lambda_A A + \lambda_B B + \lambda_C C + \dots$$

unde :

$\lambda_A, \lambda_B \dots$ sunt coeficienții de conductivitate ai componentilor;

$A, B \dots$ — procente volumetrice sau fracțiile molare ale componentilor.

TRANSMITEREA CĂLDURII PRIN CONDUCTIVITATE ÎN REGIM STAȚIONAR

Regimul staționar este caracterizat prin constanța temperaturii fiecărui punct, în timp, și prin egalitatea cantităților de căldură care intră și ies dintr-o suprafață sau dintr'un volum. Primul membru al ecuației (6) devine :

$$\frac{dq}{d\tau} = \frac{q}{\tau} = Q. \quad (9)$$

a) Transmiterea căldurii printr'un perete cu fețe plane paralele. Din relațiile (6) și (8) rezultă prin integrare :

$$Q = \frac{\lambda}{\delta} S \Delta t \quad (10)$$

sau

$$Q = k S \Delta t \quad (11)$$

b) Transmiterea căldurii printr'un perete format din mai multe straturi cu fețe paralele. Fie un perete format din trei straturi de materiale diferite având (fig. 2) coeficienții de conductivitate $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$ și grosimile δ_1, δ_2 și δ_3 ; căderile de temperatură sunt, respectiv, $\Delta t_1, \Delta t_2, \Delta t_3$, iar diferența de temperatură între fețele peretelui este $\Delta t = t_e - t_i$.

Scriind relația (10), pentru fiecare strat, sub forma

$$\Delta t_1 = Q \frac{\delta_1}{\lambda_1 S} \quad (12)$$

$$\Delta t_2 = Q \frac{\delta_2}{\lambda_2 S} \quad (13)$$

$$\Delta t_3 = Q \frac{\delta_3}{\lambda_3 S} \quad (14)$$

și adunând, rezultă :

$$\Delta t = \Delta t_1 + \Delta t_2 + \Delta t_3 = Q \left(\frac{\delta_1}{\lambda_1 S} + \frac{\delta_2}{\lambda_2 S} + \frac{\delta_3}{\lambda_3 S} \right). \quad (15)$$

S și Q s'au scris fără indici, pentru că suprafețele celor trei straturi sunt egale, iar Q este deosemena comună, cum rezultă din condiția de regim staționar.

Din relația (15) se deduce :

$$Q = \frac{1}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3}} S \Delta t \quad (16)$$

care are forma identică cu relația (11), dacă se consideră :

$$k = \frac{1}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3}} \quad \text{sau} \quad \frac{1}{k} = \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} \quad (17)$$

Considerând, ca și în electricitate, rezistențele termice parțiale :

$$R_1 = \frac{\delta_1}{\lambda_1 S}; \quad R_2 = \frac{\delta_2}{\lambda_2 S}; \quad R_3 = \frac{\delta_3}{\lambda_3 S}. \quad (18)$$

și rezistența totală :

$$R = \frac{\delta_1}{\lambda_1 S} + \frac{\delta_2}{\lambda_2 S} + \frac{\delta_3}{\lambda_3 S} \quad (19)$$

rezultă, din relațiile (12), (13), (14), (15) :

$$Q = \frac{\Delta t}{R} = \frac{\Delta t_1}{R_1} = \frac{\Delta t_2}{R_2} = \frac{\Delta t_3}{R_3} = \frac{\Delta t_1 + \Delta t_2}{R_1 + R_2} = \dots \quad (20)$$

din care se pot calcula temperaturile t_1 , t_2 între straturi.

c) Transmiterea căldurii printr'un cilindru cu pereți groși. În fig. 3 este reprezentată secțiunea unui cilindru cu pereți groși : r_e este raza exterioară ; r_i — raza interioară ; t_e — temperatura pe fața exterioară, iar t_i — temperatura pe fața interioară a peretelui ; l — lungimea cilindrului. Căldura se transmite radial prin peretele cilindrului.

Printr'un strat subțire, concentric, din peretele cilindrului la distanța r de centru, căldura transmisă este, conform ecuației (10) :

$$Q = \lambda S \frac{dt}{d\delta} = \lambda 2 \pi r l \frac{dt}{dr}. \quad (21)$$

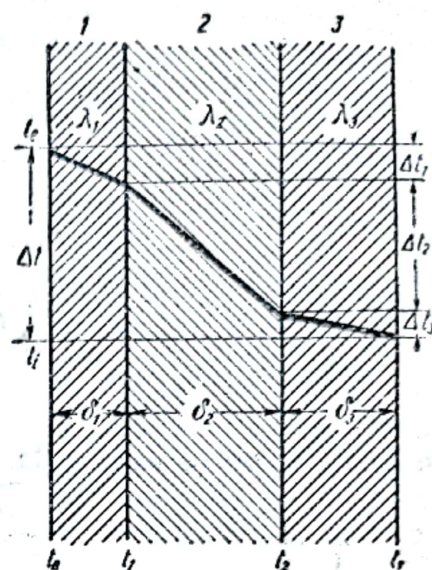


Fig. 2. Transmiterea căldurii printr'un perete format din trei straturi paralele.

Separând variabilele și integrând între limitele corespunzătoare :

$$\int_{r_i}^{r_e} \frac{dr}{r} = \lambda \frac{2\pi l}{Q} \int_{t_i}^{t_e} dt \quad (22)$$

se obține :

$$\ln \frac{r_e}{r_i} = \lambda \frac{2\pi l}{Q} (t_e - t_i) \quad (23)$$

sau :

$$Q = \lambda 2\pi l \frac{t_e - t_i}{\ln \frac{r_e}{r_i}} = \frac{\lambda}{r_e - r_i} 2\pi \frac{r_e - r_i}{\ln \frac{r_e}{r_i}} l (t_e - t_i) \quad (24)$$

de unde se poate ajunge la forma analoagă cu (10) :

$$Q = \frac{\lambda}{\delta_p} S_m \Delta t$$

în care :

$\delta_p = r_e - r_i$ este grosimea peretelui cilindricului ;
 $\Delta t = t_e - t_i$ — diferența de temperatură între fețele cilindricului ;
 $S_m = 2\pi r_m l$ — suprafața laterală a unui cilindru cu raza r_m , numită rază medie logaritmică, dată de expresia :

$$r_m = \frac{r_e - r_i}{\ln \frac{r_e}{r_i}} = \frac{r_e - r_i}{2,303 \lg \frac{r_e}{r_i}} \quad (25)$$

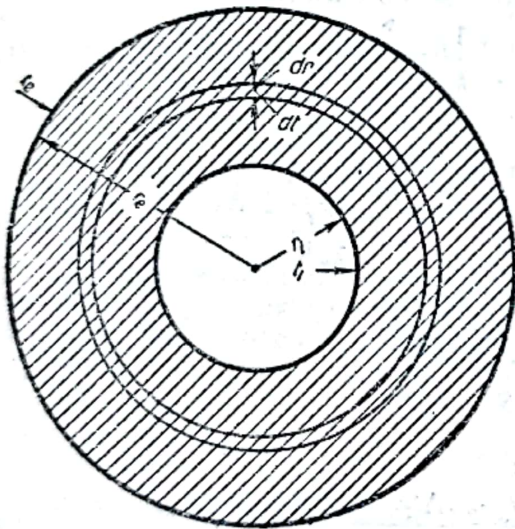


Fig. 3. Transmiterea căldurii printr'un cilindru cu pereți groși.

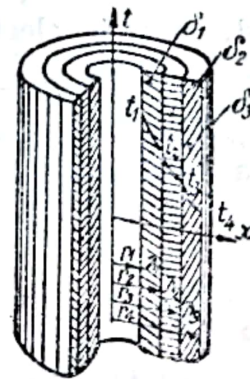


Fig. 4. Cilindru format din mai multe straturi cu conductivități diferite.

Când grosimea peretelui este mică față de raza cilindricului, se poate calcula cu raza medie aritmetică, $(r_e + r_i)/2$, în locul razei medii logaritmice ; în calcule de orientare se ia $r_m \approx r_e$ sau r_i . Erorile care se fac sunt sub 10%, când $r_e/r_i < 3,2$ și se ia $r_m = (r_e + r_i)/2$, respectiv când $r_e/r_i < 1,24$ și se ia $r_m = r_e$ sau r_i .

d) Transmiterea căldurii printr'un cilindru cu pereți formați din mai multe straturi concentrice. Pentru un cilindru cu pereți formați din mai

multe s'a'u'i 1, 2, 3, ... de grosimi $\delta_1 = r_2 - r_1$, $\delta_2 = r_3 - r_2$, $\delta_3 = r_4 - r_3$, ... din materiale cu coeficienții de conductivitate $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3, \dots$ și temperaturile $t_1, t_2, t_3, \dots$ (fig. 4) căldura transmisă este :

$$Q = \frac{2\pi l}{\frac{\delta_1}{\lambda_1 r_{m1}} + \frac{\delta_2}{\lambda_2 r_{m2}} + \frac{\delta_3}{\lambda_3 r_{m3}}} \Delta t \quad (26)$$

în care Δt este diferența de temperatură între fața interioară și fața exterioră a cilindrului iar

$$r_{m1} = \frac{r_2 - r_1}{\ln \frac{r_2}{r_1}} = \frac{\delta_1}{\ln \frac{r_2}{r_1}}; \quad r_{m2} = \frac{\delta_2}{\ln \frac{r_3}{r_2}}; \text{ etc.} \quad (27)$$

Temperatura între straturi se determină, și în acest caz, cu ajutorul relațiilor (20), în care :

$$R_1 = \frac{\delta_1}{\lambda_1 S_{m1}} = \frac{\delta_1}{\lambda_1 \cdot 2\pi r_{m1} l}; \quad R_2 = \frac{\delta_2}{\lambda_2 \cdot 2\pi r_{m2} l}; \text{ etc.} \quad (28)$$

De exemplu, din :

$$Q = \frac{\Delta t_1}{R_1} \quad (29)$$

în care se cunoaște Q din relația (26) și R_1 din relația (28), se obține : $\Delta t_1 = t_2 - t_1$, unde $t_1 = t_i$ este dat (temperatura feței interioare a cilindrului).

Observație importantă. În toate problemele de mai sus, s'a considerat că λ este constant, deși temperatura variază. De obicei se utilizează valoarea lui λ la o temperatură medie între temperaturile fețelor stratului. Când aceste din urmă temperaturi diferă mult între ele sau când precizia impusă cere, se împarte peretele în mai multe straturi având λ diferit pentru fiecare strat; valorile se determină prin încercări succesive, deoarece nici temperaturile între straturile considerate nu sunt cunoscute dela început.

Când funcția de variație a lui λ cu temperatura (7) este cunoscută, se ajunge la rezultatul exact, integrând relațiile (6) sau (21), după ce s'a înlocuit λ cu funcția de temperatură respectivă.

TRANSMITEREA CĂLDURII ÎN REGIM NESTAȚIONAR

Încălzirea sau răcirea unui solid reprezintă regimul nestaționar de transmitere a căldurii prin conductivitate. Deși la începutul încălzirii sau al răcirii corpul solid poate avea temperatură constantă în toată masa lui, temperaturile se schimbă apoi, variind cu timpul și cu coordonatele punctului, după relații deduse din legea lui Fourier. Relațiile finale sunt complicate; problemele se rezolvă cu ajutorul diagramelor sau al tabelor întocmite pentru solidele de forme simple: plăci, cilindri, sfere.

CONVECȚIA

ECUAȚIA PRINCIPALĂ

În aproape toate cazurile practice, transmiterea căldurii se face printr'un perete solid, având de o parte și de alta fluide (gaze sau lichide); de exemplu încălzirea unui lichid, într'un recipient, cu ajutorul gazelor calde dela un focar; răcirea aerului dintr'o încăpere prin peretele care îl desparte de aerul exterior, etc. Uneori transmiterea căldurii

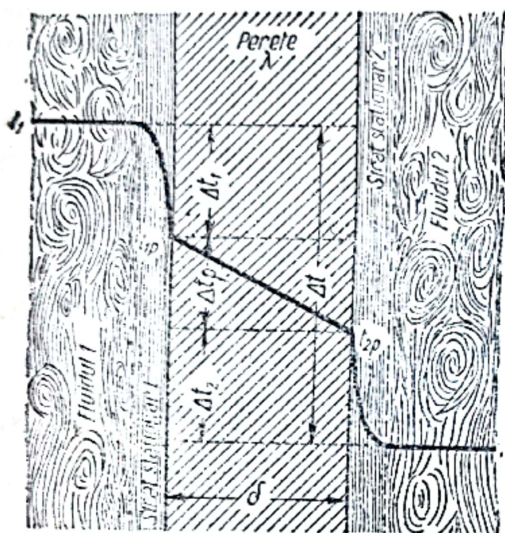


Fig. 5. Transmiterea căldurii prin convecție.

se face între două fluide fără perete solid despărțitor, de exemplu încălzirea directă a unui lichid, prin gaze de ardere care circulă la suprafața lichidului.

Fie un perete plan cu suprafața S , cu grosimea δ și cu conductivitatea λ , mărginit de o parte și de alta de câte un fluid cu temperaturile t_1 și t_2 . Chiar când fluidele sunt în curgere sau sunt agitate, se formează în imediata vecinătate a peretelui câte un strat staționar sau în curgere laminară care este cauza unei diferențe de temperatură Δt_1 , respectiv Δt_2 , între temperatura din interiorul fluidului (presupusă constantă din cauza agitării) și temperatura pe fața peretelui în contact cu fluidul.

În fig. 5 este reprezentată variația temperaturilor într'o secțiune prin perete și fluidele învecinate.

Dacă transmiterea căldurii s'ar face prin conductivitate în stratele staționare și în peretele solid, căldura transmisă s'ar obține aplicând ecuația (16):

$$Q = \frac{1}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{\delta_2}{\lambda_2}} S \Delta t \quad (30)$$

unde δ_1 , δ_2 sunt grosimile și λ_1 , λ_2 coeficienții de conductivitate termică ai straturilor staționare 1 și 2. Deoarece aceste mărimi nu sunt cunoscute și, pentru a ține seamă și de transmiterea căldurii prin convecție prin aceste straturi de fluid, se înlocuiesc λ_1/δ_1 și λ_2/δ_2 prin coeficienții (parțiali) de transmitere α_1 , respectiv α_2 , în kcal/m²·h·grd

$$Q = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} S \Delta t \quad (31)$$

sau

$$Q = k S \Delta t \quad (32)$$

în care k este coeficientul total de transmitere:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (33)$$

Determinarea temperaturilor t_p și t_{2p} pe fețele peretelui solid se face prin același raționament ca la determinarea temperaturilor între straturile unui perete solid

$$R_1 = \frac{1}{\alpha_1 S}; \quad R_p = \frac{\delta}{\lambda S}; \quad R_2 = \frac{1}{\alpha_2 S} \quad (34)$$

$$R = R_1 + R_p + R_2 \quad (35)$$

$$Q = \frac{\Delta t}{R} = \frac{\Delta t_1}{R_1} = \frac{\Delta t_p}{R_p} = \frac{\Delta t_2}{R_2} = \frac{\Delta t_1 + \Delta t_p}{R_1 + R_p} \quad (36)$$

De exemplu, pentru determinarea lui t_{1p} :

$$\frac{R_1}{R} \Delta t = \Delta t_1; \quad t_1 - \Delta t_1 = t_{1p} \quad (37)$$

sau

$$\frac{R_p + R_2}{R} \Delta t = \Delta t_p + \Delta t_2; \quad t_2 + \Delta t_p + \Delta t_2 = t_{1p} \quad (38)$$

Pentru un perete solid, format din mai multe straturi, căldura transmisă prin conductivitate și convecție este:

$$Q = k S \Delta t \quad (39)$$

în care

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (40)$$

Pentru un cilindru cu pereții groși, format din mai multe straturi, căldura transmisă este:

$$Q = \frac{2 \pi l}{\frac{1}{\alpha_i r_i} + \frac{\delta_1}{\lambda_1 r_{m1}} + \frac{\delta_2}{\lambda_2 r_{m2}} + \dots + \frac{1}{\alpha_e r_e}} \Delta t \quad (41)$$

unde:

α_i și α_e sunt coeficienții de transmitere pe fața interioară și exterioară a cilindrului, în kcal/m²·h·grd;

r_i și r_e — raza interioară și raza exterioară a cilindrului, în m;

$r_{m1}, r_{m2}, \dots$ — raza medie logaritmică (25) pentru straturile 1, 2, ..., în m;

$\delta_1, \delta_2, \dots$ — grosimile straturilor, în m;

$\lambda_1, \lambda_2, \dots$ — coeficienții de conductivitate, în kcal/m·h·grd.

Temperaturile pe fețele peretelui sau între straturi se determină cu ajutorul relațiilor:

$$R_i = \frac{1}{\alpha_i 2 \pi r_i l}; \quad R_1 = \frac{\delta_1}{\lambda_1 2 \pi r_{m1} l}; \quad R_2 = \frac{\delta_2}{\lambda_2 2 \pi r_{m2} l} \dots R_e = \frac{1}{\alpha_e 2 \pi r_e l} \quad (42)$$

$$R = R_i + R_1 + R_2 + \dots + R_e \quad (43)$$

$$Q = \frac{\Delta t}{R} = \frac{\Delta t_i}{R_i} = \frac{\Delta t_1}{R_1} = \dots = \frac{\Delta t_e}{R_e} = \frac{\Delta t_i + \Delta t_1}{R_i + R_1} = \dots \quad (44)$$

COEFICIENTUL (PARȚIAL) DE TRANSMITERE α

Coeficientul de transmitere α depinde de toți factorii care influențează transmiterea căldurii prin convecție și prin conductivitate în straturile staționare de fluid:

- caracteristicile fluidului: starea fizică, temperatura, presiunea, densitatea, căldura specifică, conductivitatea, viscozitatea;
- curgerea fluidului: forțată sau liberă, turbulentă sau laminară, viteza;
- temperatura peretelui;
- caracteristicile peretelui: dimensiuni, formă geometrică, poziție (verticală, orizontală, înclinată).

Valoarea coeficientului de transmitere α se calculează cu ajutorul formulelor mai mult sau mai puțin empirice, rezultate din corelarea determinărilor experimentale.

Valori aproximative. În tabela 5 sunt date valorile aproximative ale coeficienților de transmitere α . Alegerea valorilor minime, medii sau maxime se face prin considerarea globală a factorilor — enumerați mai sus — care influențează coeficienții.

Tabela 5

Valori aproximative pentru coeficientul de transmitere α

Fluidul	α kcal/m ² · h · grd		
	Valori minime	Valori medii	Valori maxime
Aer, gaze de ardere	6 — 8	15 — 40	60 — 80
Țeii, ulei, produse petroliere . . .	40 — 60	100 — 200	300 — 600
Apă	200 — 600	800 — 2 500	4 000 — 10 000
Apă în stare de fierbere	1 000 — 2 000	2 500 — 7 000	8 000 — 12 000
Vapori care se condensează	5 000 — 6 000	8 000 — 16 000	18 000 — 25 000

Importanța relativă a coeficienților de transmitere α . În majoritatea cazurilor, valorile coeficienților α sunt folosite pentru calcularea coeficientului total de transmitere:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

Din exemplele care urmează rezultă importanța relativă a coeficienților α și concluzii practice pentru problemele tehnice de transmitere a căldurii și pentru precizia utilă în calculul valorii coeficienților α .

Exemplul 1. Să se calculeze coeficientul total de transmitere k , în cazul unui cazan cu abur.

Transmiterea căldurii se face dela gazele calde de ardere ($\alpha = 30$), prin tola cazanului ($\delta = 0,020$ m; $\lambda = 40$ kcal/m · h · grd) la apa în stare de fierbere din cazan ($\alpha = 5 000$ kcal/m² · h · grd). Valoarea coeficientului k este:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{30} + \frac{0,020}{40} + \frac{1}{5 000}} = \frac{1}{0,0333 + 0,0005 + 0,0002} = \frac{1}{0,0340} = 29,4 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{grd.} \quad (45)$$

Se vede importanța determinantă a coeficientului α de valoare mică, pentru gazele de ardere, față de celelalte mărimi din formulă. Influența obstacolelor termice formate de tola cazanului și de stratul staționar al apei în stare de fierbere, asupra coeficientului k și, deci, asupra transmiterii căldurii, este minimă și, în cazul acesta, intră în erorile de calcul și de apreciere a mărimilor folosite. Rezultă :

a) că o ameliorare a transmiterii căldurii nu se poate obține prin adoptarea unui material superior (cu rezistență mecanică mai mare, deci folosind tola mai subțire sau cu conductivitate termică mai mare) și nici intervenind pentru îmbunătățirea transmiterii căldurii de partea apei din cazan, ci numai prin îmbunătățirea transmiterii căldurii de partea gazelor de ardere (viteze mai mari, temperaturi mai înalte, presiune, etc.).

b) în calcularea coeficientului k se va da o deosebită atenție exactității coeficientului α pentru gazele de ardere, ceilalți termeni dela numitorul relației putând fi numai apreciați aproximativ sau chiar neglijați.

Exemplul 2. Să se calculeze coeficientul total de transmitere k , în cazul unui evaporator.

Transmiterea căldurii se face dela aburul de încălzire care se condensează ($\alpha_1 = 10\,000$ kcal/m²·h·grd), prin peretel emetalic al tuburilor încălzitoare, la lichidul — de exemplu apă — în stare de fierbere ($\alpha_2 = 5\,000$ kcal/m²·h·grd).

Se presupune că țevile încălzitoare sunt de fier ($\lambda = 40$ kcal/m·h·grd), cu peretele de 10 mm ($\delta = 0,010$ m); valoarea coeficientului k este :

$$k = \frac{1}{\frac{1}{10\,000} + \frac{0,010}{40} + \frac{1}{5\,000}} = \frac{1}{0,0001 + 0,00025 + 0,0002} = \frac{1}{0,00055} = 1\,820 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{grd.} \quad (46)$$

Se vede că, în acest caz, toți termenii dela numitorul fracției sunt de același ordin de mărime și că toate cele trei obstacole termice influențează în măsură aproape egală transmiterea căldurii, care poate fi îmbunătățită prin orice mijloc care micșorează rezistența calorică a acestor obstacole. De exemplu, dacă țevile încălzitoare se fac din cupru ($\lambda = 80$ kcal/m·h·grd) cu o grosime a pereților de 5 mm ($\delta = 0,005$ m),

$$k = \frac{1}{\frac{1}{10\,000} + \frac{0,005}{80} + \frac{1}{5\,000}} = \frac{1}{0,0001 + 0,00006 + 0,0002} = \frac{1}{0,00036} = 2\,780 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{grd.} \quad (47)$$

Valoarea coeficientului k , deci căldura transmisă, este mult mărită (cu aproximativ 50%).

Tot din considerații de felul celor de mai sus se vor introduce în calculele aproximative pentru transmiterea căldurii prin țevi (când nu se lucrează cu raza medie logaritmică v. p. 736) :

raza sau diametrul *interior*, pentru țevile de fum (aer sau gaze de ardere, în interior, și apă în stare de fierbere, în exterior);

raza sau diametrul *exterior*, pentru țevile fierbătoare (apă în stare de fierbere, în interior, și gaze de ardere, în exterior);

raza sau diametrul *mediu aritmetic*, pentru țevile supraîncălzitorului, (abur supraîncălzit, în interior, și gaze de ardere, în exterior).

CALCULUL COEFICIENTILOR DE TRANSMITERE

Când nu se specifică altfel, se folosesc următoarele notații generale:

$a = \frac{\lambda}{c_p \gamma} = \frac{\lambda}{c_p g \rho}$ este conductivitatea termică (difuzibilitatea termică), în m^2/h ;

$a' = \frac{\lambda'}{c_p \gamma} = \frac{\lambda'}{c_p g \rho}$ — conductivitatea termică (difuzibilitatea termică), în m^2/s ;

c — căldura specifică, în $\text{kcal}/\text{kg} \cdot \text{grd}$;

c_p — căldura specifică la presiune constantă, în $\text{kcal}/\text{kg} \cdot \text{grd}$;

$g = 9,81$ — accelerația pământească, în m/s^2 ;

p — presiunea, în kgf/m^2 ;

q — solicitarea termică a suprafeței de transmitere, în $\text{kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h}$;

r — căldura de vaporizare, în kcal/kg ;

t — temperatura, în $^{\circ}\text{C}$;

t_f — temperatura fluidului, în $^{\circ}\text{C}$;

t_p — temperatura (pe fața) peretelui, în $^{\circ}\text{C}$;

w' — viteza fluidului, în m/s ;

w — viteza fluidului, în m/h ;

D — diametrul, în m ;

D_i — diametrul interior, în m ;

D_e — diametrul exterior, în m ;

L — lungimea țevii sau a peretelui (în sensul curgerii fluidului), în m ;

L_0 — dimensiune liniară, în m ;

T — temperatura absolută, în $^{\circ}\text{K}$;

T_f — temperatura absolută a fluidului, în $^{\circ}\text{K}$;

T_p — temperatura absolută (pe fața) peretelui, în $^{\circ}\text{K}$;

α — coeficientul de transmitere, în $\text{kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{grd}$;

β — coeficientul de dilatație cubică, în grd^{-1} ;

γ — greutatea specifică, în kgf/m^3 ;

λ — coeficientul de conductivitate (termică), în $\text{kcal}/\text{m} \cdot \text{h} \cdot \text{grd}$;

$\lambda' = \lambda : 3600$ — coeficientul de conductivitate (termică) în $\text{kcal}/\text{m} \cdot \text{s} \cdot \text{grd}$;

η' — viscozitatea (absolută), în $\text{kgf} \cdot \text{s}/\text{m}^2$;

$\eta = \eta' : 3600$ — viscozitatea (absolută), în $\text{kgf} \cdot \text{h}/\text{m}^2$;

$\nu = \eta' / \rho = \eta / \gamma$ — viscozitatea cinematică, în m^2/s ;

$\rho = \gamma / g$ — masa specifică (densitatea), în $\text{kgf} \cdot \text{s}^2/\text{m}^4 = \text{kg}/\text{m}^3$;

Δt — diferența de temperatură, în grd ;

$Gr = g \rho^2 \beta \Delta t L_0^3 / \eta'$ — numărul lui Grashof (nedimensional);

$Nu = \alpha L_0 / \lambda$ — numărul lui Nusselt (nedimensional);

$Pe = w' L_0 / a' = w L_0 / a$ — numărul lui Péclet (nedimensional);

$Pr = \nu / a' = Pe / Re = \eta' c_p \gamma / \rho \lambda' = \eta' g c_p / \lambda = 3600 \eta' g c_p / \lambda$ — numărul lui Prandtl (nedimensional);

$Re = w' D / \nu = w' D \gamma / \eta' g$ — numărul lui Reynolds (nedimensional).

S'au arătat mai înainte factorii care influențează valoarea coeficientului α . Acesta va fi, prin urmare, o funcție de toți acești factori:

$\alpha = f(L, D, p, \rho, c_p, \lambda, \eta, w, t_p, t_f)$

S'a constatat prin analiză dimensională și experimental că aceste variabile pot fi reunite în grupuri nedimensionale, cu rezultatul :

$$Nu = f(Re, Pr, Gr). \quad (48)$$

În cazuri particulare, ecuația (48) este mai simplă. Astfel :

— pentru convecția forțată :

$$Nu = f(Re, Pr);$$

— pentru convecția forțată a gazelor, deoarece valoarea numărului lui Prandtl pentru gaze nu variază mult,

$$Nu = f(Re).$$

Valoarea numărului lui Prandtl pentru gaze este aproximativ constantă :

pentru gaze monoatomice $Pr = 0,67$;
 pentru gaze biatomice $Pr = 0,72$;
 pentru gaze triatomice $Pr = 0,80$;
 pentru gaze tetraatomice $Pr = 1,00$.

Din rezultatele încercărilor experimentale, funcția (48) este de forma :

$$Nu = c Re^k Pr^m Gr^n (L/L_0)^p \quad (49)$$

unde c , k , m , n și p sunt constante.

Pentru calculul coeficientului de transmitere α sunt date, mai jos, ecuațiile curent folosite, împărțite în patru categorii :

1. Gaze, convecție forțată.
2. Lichide, convecție forțată.
3. Fluide, convecție naturală.
4. Transmiterea căldurii cu schimbarea stării fizice a fluidului (condensare, fierbere).

1. Gaze, convecție forțată

a) Gaze în curgere laminară în țevi. Se aplică formula :

$$Nu = 13,2 Pe^{0,23} \left(\frac{L}{L_0}\right)^{-0,5} \quad (50)$$

sau, dezvoltată,

$$\frac{\alpha D}{\lambda} = 13,2 \left(\frac{w' D c_p \gamma}{\lambda'}\right)^{0,23} \left(\frac{L}{D}\right)^{-0,5} \quad (51)$$

de unde :

$$\alpha = 86,5 \frac{(w' c_p \gamma)^{0,23} \lambda^{0,77}}{D^{0,27} L^{0,5}} \quad (52)$$

Valorile mărimilor c_p , γ , λ se iau la o temperatură medie (aritmetică) între temperatura gazului și temperatura feței peretelui.

b) Gaze în curgere turbulentă în țevi circulare, drepte și lungi. Ecuația cea mai apropiată de datele experimentale, valabilă pentru țevi în care raportul $L/D > 100$, este :

$$Nu = 0,032 Re^{0,8} Pr^{0,35} (L/D)^{-0,054} \quad (53)$$

sau, din cauza puterii mici (influență neglijabilă) a raportului L/D :

$$Nu = 0,024 Re^{0,8} Pr^{0,35} \quad (54)$$

în care s'a considerat pentru $(L/D)^{-0,054}$ o valoare medie de 0,75. Ecuația (54) este echivalentă cu :

$$\alpha = 0,15 \frac{(w'\gamma)^{0,8} \lambda^{0,65} c_p^{0,35}}{D^{0,2} \eta^{0,45}} \quad (55)$$

Se recomandă și următoarea formulă, obținută din relația (55) prin simplificări :

$$\alpha = 12,7 \frac{c_p (w'\gamma)^{0,8}}{D^{0,2}} \quad (56)$$

Mărimile care reprezintă proprietăți (constante fizice) ale gazului trebuie luate la temperatura medie (aritmetică) între temperatura gazului și temperatura peretelui. Ecuațiile sunt valabile pentru $Re = 10\,000 - 170\,000$.

Nu există date experimentale concludente la presiuni și temperaturi înalte. La presiuni (< 16 at) și temperaturi nu prea înalte se poate aplica, cu rezervă, formula (56). Formula se aplică și la amestecuri de gaze, luând un c_p mediu. Pentru gaze comprimate (100 — 1 000 at) se folosește formula :

Tabela 6

Coeficientul de corecție l

$L/D \dots \dots$	5	10	20	50
$l \dots \dots \dots$	1,32	1,20	1,12	1,07

$$\alpha = 23,7 \frac{(c_p \gamma w')^{0,79} \lambda^{0,21}}{D^{0,16} L^{0,05}} \quad (57)$$

c) Gaze în curgere turbulentă în țevi circulare, drepte și scurte. Pentru țevi în care raportul $L/D < 100$, se pot aplica, deasemenea, formulele (55) și (56), dacă rezultatul se înmulțește cu coeficientul de corecție l din tabela 6, în funcție de L/D .

d) Gaze în curgere turbulentă în țevi circulare, curbe. Se aplică formula :

$$\alpha_c = \alpha \left(1 + 1,77 \frac{D}{R_c} \right) \quad (58)$$

în care :

α_c este coeficientul de transmitere al țevii curbe, în kcal/m².h.grd ;

α — coeficientul de transmitere al unei țevi drepte, în kcal/m².h.grd ;

R_c — raza de curbura a țevii (măsurată până în axa țevii), în m.

e) Gaze în țevi cu secțiune necirculară. Toate formulele precedente sunt valabile și pentru conducte cu alte secțiuni decât cea circulară, dacă în locul diametrului D se introduce diametrul echivalent D_{ec} :

$$D_{ec} = \frac{4 S}{P} \quad (59)$$

unde :

S/P este raza hidraulică, în m ;

S — suprafața secțiunii prin care curge fluidul, în m² ;

P — perimetrul conductei prin care se transmite căldura, în m.

Astfel, pentru :

— conductă cu secțiune pătrată (latura a)

$$D_{ec} = \frac{4a^2}{4a} = a ;$$

— conductă cu secțiune dreptunghiulară (latura a și b)

$$D_{ec} = \frac{4ab}{2(a+b)} = \frac{2ab}{a+b} ;$$

— conducte concentrice, secțiune inelară (diametri d și D)

$$D_{ec} = \frac{(D^2 - d^2)}{(D + d)} = D - d ;$$

— conductă cu secțiune dreptunghiulară izolată pe o latură b

$$D_{ec} = \frac{4ab}{2a+b} ;$$

Tabela 7

Coeficientul de transmitere α_u

— conducte concentrice
izolate în exterior

$$D_{ec} = \frac{\pi (D^2 - d^2)}{\pi d} = \frac{(D^2 - d^2)}{d} .$$

$d_u/D \dots \dots \dots$	0,05	0,1	0,2	0,3
$\alpha_u/\alpha \dots \dots \dots$	5,5	7,0	7,5	6,6

f) Gaze în tuburi cu umplutură. a) Când gazele circulă prin tuburi pline cu materiale solide granulare (de exemplu granule de catalizator, material adsorbant), coeficientul de transmitere se calculează cu ajutorul tabeli 7,

unde :

d_u este diametrul granulelor care formează umplutura, în m ;

D — diametrul interior al tubului, în m ;

α_u — coeficientul de transmitere al gazului la peretele tubului cu umplutură, în cal/m²·h·grd ;

α — coeficientul de transmitere al gazului într'un tub fără umplutură cu diametrul de 0,025 m și având același ($w\gamma$) ca și tubul cu umplutură considerat gol, în kcal/m²·h·grd.

b) Tot pentru țevi cu umplutură se recomandă formula de mai jos (dedusă pentru transmiterea căldurii, de la abur care se condensează, la aer care trece prin țeava cu umplutură granulară ; presiunea : 1 — 6 at) :

$$\alpha = 8 \alpha_c \eta^{0,8} (w' \gamma)^{0,83} \quad (60)$$

unde :

- $w'\gamma$ este debitul gravimetric specific sau viteza de masă a gazului, adică debitul gravimetric împărțit la secțiunea transversală de curgere, în $\text{kgf s} \cdot \text{m}^2$;
 w' — viteza de curgere, în m/s ;
 γ — greutatea specifică a gazului, în kgf/m^3 ;
 η — viscozitatea gazului, în cP ;
 α — dat de tabela 8, în funcție de raportul dintre diametrul granulelor d_u și diametrul țevii D .

Tabela 8

Coeficientul α din formula (60)

d_u/D . .	0,05	0,1	0,15	0,20	0,25	0,30
α	29	37	40	39	37	34

c) Pentru spațiul de cataliză al cup-toarelor pentru sinteza amoniacului, Kuljinski¹⁾ ajunge la formula (cu viteze de gaz $w' = 0,1 - 5 \text{ m/s}$):

$$\alpha = 2 + 135 t - 0,00015 t^2 + 32,5 (c_p \gamma w')^{0,79} \quad (61)$$

g) Gaze în exteriorul țevelor, curgând paralel cu axa. Se pot aplica formulele pentru curgerea gazelor în interiorul țevelor (punctele a-f), dacă se înlocuiește diametrul interior cu diametrul echivalent (59), unde S este secțiunea liberă prin care curge gazul.

h) Gaze curgând perpendicular pe un cilindru sau pe o țevă. Se folosește formula :

$$Nu = 0,22 Re^{0,6} \quad (62)$$

sau, dezvoltată :

$$\alpha = 0,22 \frac{\lambda}{D} \left(\frac{w' D}{\nu} \right)^{0,6} \quad (63)$$

Se recomandă și formula :

$$\alpha = 6,6 \frac{c_p (w' \gamma)^{0,56}}{D^{0,44}} \quad (64)$$

i) Gaze curgând perpendicular pe un fascicol de țevi. a) Când rândurile fascicolului de țevi sunt dispuse decalat (dispunere cu centrele țevelor în triunghi), formula Monrad dă rezultate satisfăcătoare :

$$\alpha = 0,0183 \frac{c_p T^{0,3} (w'_m \gamma)^{2/3}}{D^{1/3}} \quad (65)$$

unde :

T este temperatura absolută medie a gazului, în $^{\circ}\text{K}$;

w'_m — viteza maximă a gazului = viteza gazului în secțiunea minimă dintre țevi, în m/s .

Când țevile fascicolului sunt dispuse nedecalat (dispunere cu centrele țevelor în pătrat sau în dreptunghi) se scade 25% din valoarea lui α dată de ecuația (65).

¹⁾ Kuljinski, Gos. Inst. Azota, 1940.

Când sunt șicane perpendiculare pe țevi, se scade 40% din valoarea lui α socotit fără șicane.

b) V. M. Antufiev și L. S. Cozacenco¹⁾ folosesc formula generală :

$$Nu = \epsilon' C Re^n, \quad (66)$$

în care constantele C și n au fost determinate experimental (tabela 9) în funcție de proprietățile geometrice ale fascicolului (fig. 6).

c) Pentru țevi dispuse decalat și pentru mai mult decât 7 rânduri de țevi,

$$Nu = 0,18 \left(\frac{S_1}{D} \right)^{0,25} Re^{0,61} \quad (67)$$

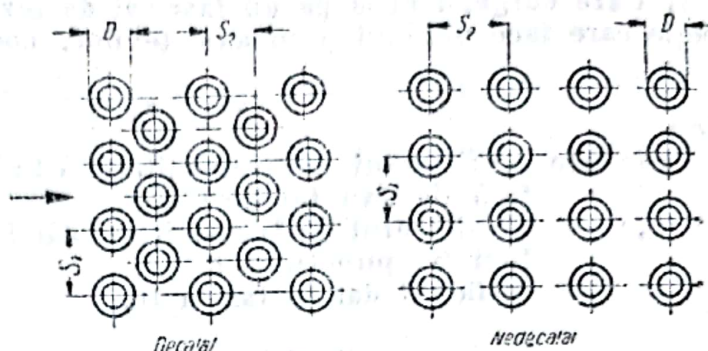


Fig. 6. Dispunerea fascicolului de țevi.

Tabela 9

Constantele C și n din formula (66)

Dispunerea țevelor	$\frac{S_1}{D}$	$\frac{S_2}{D}$	Coeficientul C				n
			Numărul rândurilor de țevi în fascicol				
			2	3	5	7 și peste	
Decalat (triunghi)	1,25	1,08	0,237	0,276	0,283	0,283	0,580
	1,25	2,50	0,170	0,173	0,180	0,185	0,610
	1,50	1,25	1,164	0,200	0,219	0,227	0,600
	2,00	1,25	0,097	0,125	0,141	0,147	0,650
Nedecalat (dreptunghi)	1,25	1,25	0,120	0,135	0,144	0,149	0,635
	1,25	2,50	0,077	0,084	0,093	0,094	0,685
	2,00	1,25	—	0,046	0,050	0,050	0,740
	2,00	2,00	0,060	0,067	0,069	0,072	0,710

valabilă pentru $Re = 8\,000 - 70\,000$, $S_1/D = 1,25 - 4,5$ și $S_2/D = 1,25 - 3$.

Pentru țevi dispuse în dreptunghi și pentru mai mult decât 7 rânduri de țevi, constantele C și n din ecuația (66) se calculează cu formulele :

$$C = 0,246 - 0,083 \frac{S_1}{D}$$

$$n = 0,61 \left(\frac{S_1}{D} \right)^{0,2}$$

valabile pentru $Re = 10\,000 - 100\,000$ și $S_1/D = 1,25 - 3,75$.

¹⁾ Antufiev V. I. și Cozacenco P. S., Construcția cazanelor cu abur sovietice, 4 și 5 (1937).

În ecuațiile (66) și (67), λ , γ și η se consideră la temperatura peretelui țevii, viteza gazului se consideră pentru secțiunea minimă dintre țevi și la temperatura medie a gazului, iar D este diametrul exterior al țevilor.

j) Gaze curgând oblic pe un fascicol de țevi. Când gazele curg după o direcție care face unghiul φ cu axa țevilor, coeficientul de transmitere este dat de:

$$\alpha_{\varphi} = \alpha_{90} \omega \quad (68)$$

unde:

α_{φ} este coeficientul de transmitere, când gazele curg sub unghiul φ față de axa țevilor;

α_{90} — coeficientul de transmitere, când gazele curg perpendicular pe țevi (v. punctul i);

ω — coeficient dat de tabela 10.

Tabela 10

Coeficientul ω din ecuația (68)

φ	90	80	70	60	50	40	30	20	10
ω	1	1	0,98	0,94	0,88	0,78	0,67	0,52	0,42

k) Gaze curgând dealungul unui perete. Când gazul circulă între doi pereți, se aplică formulele pentru curgerea gazului într-o conductă (v. punctele a, b, c, d), înlocuind pe D cu diametrul echivalent (v. punctul e).

Pentru un gaz curgând dealungul unui perete:

$$Nu = 0,044 Re^{0,77} \frac{T_p}{T_g} \quad (69)$$

sau, dezvoltat:

$$\alpha = 0,044 \frac{\lambda}{l} \left(\frac{w'l}{\nu} \right)^{0,77} \frac{T_p}{T_g} \quad (70)$$

unde:

l este lungimea peretelui, măsurată în direcția de curgere a gazului, în m;

T_p — temperatura absolută a peretelui, în $^{\circ}\text{K}$;

T_g — temperatura absolută a gazului, în $^{\circ}\text{K}$;

λ și ν se consideră la temperatura peretelui.

2. Lichide, convecție forțată

l) Curgere laminară în țevi. Se aplică formulele (51) și (52), ca pentru gaze.

m) Lichide în curgere turbulentă în țevi circulare, drepte și lungi. a) Formulele (53), (54), (55) sunt valabile și pentru lichide; b) pentru apă se folosesc formulele:

$$\alpha = 1332 (1 + 0,0156 t_m) \frac{w^{0,8}}{D^{0,2}} \quad (71)$$

sau

$$\alpha = 1755 (1 + 0,015 t'_m) \frac{w^{0,87}}{D^{0,13}}, \quad (72)$$

unde :

t_m este temperatura medie a stratului staționar $= (t_p + t_a)/2$, în $^{\circ}\text{C}$;
 t_p — temperatura peretelui, în $^{\circ}\text{C}$;
 t_a — temperatura apei, în $^{\circ}\text{C}$;
 t'_m — $0,9 t_a + 0,1 t_p$.

n) Lichide în curgere turbulentă în țevi circulare, drepte și scurte (v. punctul c).

o) Lichide în curgere turbulentă în țevi circulare, curbe (v. punctul d).

p) Lichide în țevi cu secțiune necirculară (v. punctul e).

r) Lichide în vase cu agitator. Calculul încălzirii sau al răcirii unui lichid într'un vas cu agitator se face cu ajutorul ecuației generale :

$$Nu = A Re_a^m Pr^n, \quad (73)$$

în care A este o constantă, m și n sunt exponenți, iar Re_a este numărul lui Reynolds modificat

$$Re_a = \frac{d^2 n}{\nu} \quad (74)$$

unde :

d este diametrul descris de paletele agitatorului, în m ;

n — turația, în rot/s.

Valorile constantelor A , m , n variază cu felul încălzirii ; astfel :

a) încălzire prin manta :

$$Nu = 0,36 Re_a^{2/3} Pr^{1/3} \left(\frac{\eta}{\eta_p} \right)^{0,14}, \quad (75)$$

b) încălzire prin serpentină :

$$Nu = 0,87 Re_a^{0,62} Pr^{1/3} \left(\frac{\eta}{\eta_s} \right)^{0,14}, \quad (76)$$

unde :

η este viscozitatea lichidului la temperatura din vas, în $\text{kgf} \cdot \text{s}/\text{m}^2$;

η_p — viscozitatea lichidului la temperatura peretelui mantalei, în $\text{kgf} \cdot \text{s}/\text{m}^2$;

η_s — viscozitatea lichidului la temperatura peretelui serpentinei, în $\text{kgf} \cdot \text{s}/\text{m}^2$.

Diametrul D în $Nu = \alpha D / \lambda$ este diametrul vasului.

q) Lichide în exteriorul țevelor, curgând paralel cu axa. Se folosesc formulele pentru curgerea lichidelor în interiorul țevelor (punctele n—p), dacă se înlocuiește diametrul interior cu diametrul echivalent (59), unde S este secțiunea liberă prin care curge lichidul.

s) Lichide curgând perpendicular pe un cilindru sau pe o țeavă. Se folosește formula :

$$Nu = C Re^n Pr^{0,31}. \quad (77)$$

Valorile coeficientului C și ale exponentului n sunt date în tabela 11, în funcție de Re .

Tabela 17

Valorile lui C și n din ecuația (77)

Numărul lui Reynolds Re	$10^2 - 5 \cdot 10^3$	$10^3 - 5 \cdot 10^4$	peste 10^4
Coeficientul C	0,652	0,218	0,0254
Exponentul n	0,47	0,60	0,80

t) Lichide curgând perpendicular pe un fascicol de țevi. a) Când rândurile fascicolului de țevi sunt dispuse decalat (dispunere cu centrele țevelor în triunghi sau în hexagon), este valabilă formula generală

$$Nu = C Re^n \quad (78)$$

în care C și n variază cu dispunerea țevelor și cu numărul rândurilor de țevi. Pentru apă :

$$\alpha = 1\,020 (1 + 0,01 t_m) \frac{w^{0,8}}{D^{0,4}} \quad (79)$$

unde :

t_m este temperatura medie între temperatura apei și cea a peretelui :

$$V = (t_a + t_p)/2, \text{ în } ^\circ\text{C}.$$

b) Când țevile fascicolului sunt dispuse nedecalat (dispunere cu centrele țevelor în pătrat sau în dreptunghi) se scade 25% din valoarea lui α dată de ecuația (79).

c) Când sunt șicane perpendiculare pe țevi se scade 40% din valoarea lui α socotit fără șicane.

u) Lichide curgând dealungul unui perete. Pentru calculul lui α se folosesc formulele pentru curgerea lichidelor în interiorul țevelor, în care se consideră $D = 1$ m.

3. Convecție naturală

Ecuația generală pentru convecția naturală, adică pentru cazurile în care transmiterea căldurii se face prin deplasarea unui fluid, datorită variației densității lui, este :

$$Nu = C Gr^m Pr^n, \quad (80)$$

C , m și n fiind constante a căror valoare depinde de condiții specifice. Astfel :

a) când expresia $\lg(Gr \cdot Pr)$ este cuprinsă între 3 și 7,3 :

$$Nu = 0,55 (Gr Pr)^{1/4}; \quad (81)$$

b) când expresia $\lg (GrPr)$ este cuprinsă între 7,3 și 12 :

$$Nu = 0,13 (GrPr)^{1/3}. \quad (82)$$

În ecuațiile (80), (81) și (82), valoarea dimensiunii liniare L_0 în Gr se ia egală cu lungimea țevii, pentru țevi verticale, și egală cu diametrul, pentru țevi orizontale; Δt în Gr este diferența dintre temperatura peretelui și temperatura fluidului. Valorile celorlalte constante se iau la temperatura medie aritmetică între temperatura peretelui și temperatura lichidului.

Pierderile de căldură în aerul înconjurător prin conductivitate și convecție sunt date de următoarele formule :

— țevi orizontale

$$\alpha_c = 0,94 \left(\frac{\Delta t + 18}{D} \right)^{1/4}; \quad (83)$$

— țevi verticale lungi

$$\alpha_c = 0,90 \left(\frac{\Delta t + 18}{D} \right)^{1/4}; \quad (84)$$

— plăci verticale scurte (sub 0,60 m)

$$\alpha_c = 1,18 \left(\frac{\Delta t + 18}{H} \right)^{1/4}; \quad (85)$$

— plăci verticale mai înalte decât 1 m

$$\alpha_c = 1,70 (\Delta t + 18)^{1/4}; \quad (86)$$

— plăci orizontale, fața de sus

$$\alpha_c = 2,15 (\Delta t + 18)^{1/4}; \quad (87)$$

— plăci orizontale, fața de jos

$$\alpha_c = 1,13 (\Delta t + 18)^{1/4}, \quad (88)$$

unde :

Δt este diferența dintre temperatura peretelui și cea a aerului, în $^{\circ}\text{C}$;
 H — înălțimea plăcii, în m;
 α_c — coeficientul de transmitere, ținând seamă de conductivitate și de convecție, în $\text{kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^{\circ}\text{C}$.

Pentru apă sau soluții apoase de săruri,

$$\alpha = 245 \sqrt[3]{\frac{\Delta t}{\eta}}, \quad (89)$$

unde :

Δt este diferența dintre temperatura peretelui și cea a lichidului în $^{\circ}\text{C}$;
 η — viscozitatea lichidului, în cP.
 Convecție naturală în băi de lichid (ulei, etc.) :

$$\alpha = \frac{\lambda_a}{\delta} \quad (90)$$

unde :

δ este grosimea stratului de lichid, în m;
 λ_a — conductivitatea aparentă, în kcal/m·h·grd;

$$\lambda_a = 0,11 \lambda (GrPr)^{0,29}; \quad (91)$$

λ — conductivitatea lichidului în repaus, în kcal/m·h·grd.
 Formula este valabilă pentru $lg (GrPr)$ cuprins între 3,8 și 6,0.

4. Transmiterea căldurii cu schimbarea stării fizice a fluidului

Când efectul sau scopul transmiterii căldurii este schimbarea stării fizice a corpurilor, metodele de calcul sunt diferite față de cele precedente. Cazurile tehnice mai importante din această categorie de fenomene sunt: fierberea lichidelor și condensarea vaporilor.

Fierberea lichidelor. Coeficientul de transmitere este mult influențat de solicitarea termică a suprafeței de transmitere, de temperatura lichidului, de agitarea lichidului și de forma suprafeței.

a) Coeficientul de transmitere α se determină în funcție de solicitarea calorică totală a suprafeței, adică după căldura care trece prin suprafața de încălzire. Deoarece tocmai această căldură trebuie determinată, după ce se cunoaște α , problema se rezolvă prin încercări succesive.

Pentru apă care fierbe sub presiunea atmosferică,

$$\alpha = 950 + 0,077 q, \quad (92)$$

unde q este solicitarea suprafeței = căldura transmisă într'o oră printr'un metru pătrat de suprafață de încălzire, în kcal/m²·h.

b) O corespondență asemănătoare rezultă și din tabela 12.

Tabela 12

Relație între q și α

$q \dots \text{kcal/h} \cdot \text{m}^2$	10 000	20 000	40 000	60 000	100 000	200 000
$\alpha \dots \text{kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{grd}$	1 700	2 500	4 200	5 700	8 300	14 000

c) Pentru lichide fierbând în țevi puțin înclinate :

$$\alpha = AD^{1,4} (t_p - t_l)^{2,4} \quad (93)$$

unde :

t_p este temperatura peretelui, în °C;

t_l — temperatura lichidului, în °C;

A — constantă caracteristică pentru fiecare lichid (pentru apă la presiunea atmosferică $A = 1216$; pentru tetraclorură de carbon, $A = 12,9$; pentru benzen, $A = 16,36$) dată de relația :

$$A = 5,4 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{c^{0,4} \lambda^{1,8} \gamma^{2,4}}{\eta^{3,2}} \quad (94)$$

Valorile constantelor se iau la temperatura de fierbere a lichidului.

Formula lui King este :

$$\alpha = 4,36 \cdot 10^{-6} \frac{c^{0,12} \lambda^{0,58} \gamma^{0,7}}{\eta^{0,94}} q^{0,7}. \quad (95)$$

O altă metodă de determinare a coeficientului de transmitere pentru un lichid oarecare x este relația dintre acest coeficient și coeficientul corespunzător pentru apă :

$$\alpha_x = b \alpha_a. \quad (96)$$

Pentru fierberea lentă ($q < 14\,200 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h}$) :

$$b = \left(\frac{\lambda_x}{\lambda_a} \right)^{0,75} \cdot \left(\frac{\gamma_x}{\gamma_a} \right)^{0,5} \cdot \left(\frac{\beta_x}{\beta_a} \right)^{0,25} \cdot \left(\frac{c_x}{c_a} \right)^{0,25} \cdot \left(\frac{\eta_x}{\eta_a} \right)^{-0,25}. \quad (97)$$

Pentru fierberea intensă ($q > 14\,200 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h}$) :

$$b = \left(\frac{\lambda_x}{\lambda_a} \right)^{0,75} \cdot \left(\frac{\gamma_x}{\gamma_a} \right)^{0,7} \cdot \left(\frac{c_x}{c_a} \right)^{0,12} \cdot \left(\frac{\eta_x}{\eta_a} \right)^{-0,94}. \quad (98)$$

Pentru evaporatoare cu circulație forțată sunt recomandate următoarele formule și metode :

a) Evaporarea unei soluții în țevile unui evaporator :

$$Nu = 0,0205 Re^{0,8} Pr^{0,4}. \quad (99)$$

Formula este valabilă pentru $Re = 7\,500 - 250\,000$ și pentru $Pr = 2 - 5$

b) Următoarea formulă, dedusă experimental, dă coeficientul total de transmitere într'un evaporator cu circulație forțată

$$k = 1\,250 \left(1 + \frac{25}{L} \frac{D^{0,57} (w')^{1,08/L}}{\eta^{0,25} \Delta t^{0,1}} \right). \quad (100)$$

unde :

- D — este diametrul țevelor, în m ;
- L — lungimea țevelor, în m ;
- w' — viteza lichidului în țevi, în m/s ;
- η — viscozitatea lichidului, în cP ;
- Δt — diferența dintre temperatura aburului de încălzire și temperatura lichidului, în grd.

Formula a fost dedusă fierbând apă în țevi cu $D = 10 - 21 \text{ mm}$ și $L = 2,4 - 3,6 \text{ m}$.

În laboratoarele Ekichimas¹⁾ s'a verificat formula și s'au calculat (tabela 13) valorile lui k pentru diferite viscozități și viteze ale lichidului. Celelalte mărimi din formulă sunt : $D = 21 \text{ mm}$; $L = 3 \text{ m}$; $\Delta t = 12 \text{ grd}$. Influența diferenței de temperatură este mică : la $\Delta t = 7$, valorile din tabelă trebuie mărite cu 3,5%, iar la $\Delta t = 17$, micșorate cu 5,5%.

¹⁾ Lastovțev A. M. Chimiceskoe mašinostroenie, Nr. 1, 1938.

Tabela 13

Coeficientul total de transmitere în evaporatoare cu circulație forțată
(kcal/m²·h·grd)

Viscozitatea cP	Viteza lichidului w' m/s				
	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5
0,3	3 250	3 620	3 920	4 190	4 400
0,4	3 010	3 350	3 620	3 900	4 070
0,5	2 860	3 180	3 450	3 690	3 880
0,75	2 590	2 880	3 120	3 335	3 500
1,0	2 405	2 680	2 900	3 100	3 260
1,5	2 180	2 420	2 620	2 800	2 950
2,0	2 020	2 250	2 440	2 600	2 740
2,5	1 915	2 130	2 300	2 470	2 600
3,0	1 780	1 980	2 150	2 300	2 420
4,0	1 680	1 870	2 030	2 170	2 280
5,0	1 600	1 790	1 940	2 070	2 180
6,0	1 535	1 720	1 850	1 980	2 080
7,0	1 470	1 640	1 780	1 900	2 000
8,0	1 430	1 590	1 720	1 845	1 940

Pentru evaporatoarele cu circulație naturală, calculul coeficientului de transmitere nu se poate face decât cu ajutorul datelor practice obținute în cazuri asemănătoare. Acești coeficienți sunt mult mai mici decât cei pentru circulație forțată (de 5—6 ori pentru soluțiile de hidroxid de sodiu; de 6—7 ori pentru soluții de glicerină). Cu cât viscozitatea soluțiilor de evaporat este mai mare, cu atât crește k în circulația forțată față de cea naturală.

La evaporatoarele cu circulație naturală, k scade în decursul funcționării, din cauza depunerilor pe suprafața de transmitere, fapt care îngreunează mult prevederile calculelor.

Abur care se condensează. Valorile coeficienților de transmitere pentru aburul care se condensează sunt foarte diferite, după cum condensarea se face în film continuu (când suprafața de condensare este curată) sau în picături. Când condensarea se face în picături care curg dealungul suprafeței, coeficientul de transmitere are valori de 6—20 ori mai mari decât în cazul condensării în film continuu. Urme de ulei, acizi grași, etc., în vapori sau pe suprafața de condensare, determină condensarea în picături. La condensarea în picături, coeficientul de transmitere ajunge până la 40 000—80 000 kcal/m²·h·grd).

Prezența gazelor necondensabile în vapori micșorează coeficientul de transmitere.

Condensarea aburului sub formă de film continuu pe țevi verticale.

a) Pentru condensarea aburului care conține cantități neglijabile de gaze necondensabile (aer) se poate lua ca orientare $\alpha = 8\,000\text{—}10\,000$ kcal/m²·h·grd.

b) Pentru abur care se condensează se poate folosi formula aproximativă:

$$\alpha = \frac{7\,200 \lambda}{\eta} \quad (101)$$

unde :

λ este coeficientul de conductivitate al condensatului, în kcal/m·h·grad ;

η — viscozitatea, în cP.

c) Pentru calcule mai exacte se recomandă formula lui Nusselt :

$$\alpha = 0,943 \sqrt[4]{\frac{3600 \lambda^3 \gamma^2 r}{h (t_v - t_p) \eta'}} \quad (102)$$

unde :

λ este coeficientul de conductivitate al condensatului, în kcal/m·h·grad ;

γ — greutatea specifică a condensatului, în kgf/m³ ;

r — căldura de vaporizare, în kcal/kg ;

h — înălțimea peretelui vertical sau a țevii pe care se face condensarea, în m ;

t_v — temperatura vaporilor, în °C ;

t_p — temperatura peretelui, în °C ;

η' — viscozitatea condensatului, în kgf·s/m².

Toate constantele condensatului se iau la temperatura 0,5 ($t_v + t_p$).

Ecuatia (102) se folosește mai comod dacă este pusă sub forma :

$$\alpha = \frac{\alpha_1}{\sqrt[4]{h (t_v - t_p)}}, \quad (103)$$

α_1 fiind coeficientul de transmitere pentru un perete cu înălțimea de 1 m, când diferența dintre temperatura aburului și a peretelui este de un grad. Valorile lui α_1 pentru vaporii de apă sunt date în tabela 14, în funcție de $t_m = 0,5(t_v + t_p)$.

Valorile lui α_1 din ecuația (103)

t_m	α_1	t_m	α_1	t_m	α_1
0	5 660	70	9 165	140	11 850
10	6 260	80	9 590	150	12 180
20	6 810	90	10 010	160	12 490
30	7 320	100	10 420	170	12 770
40	7 820	110	10 820	180	13 020
50	8 285	120	11 190	190	13 210
60	8 735	130	11 530	200	13 370

Abur fără gaze necondensabile, condensare în film continuu pe țevi orizontale :

$$\alpha_c = 0,77 \alpha, \quad (104)$$

unde :

α_c este coeficientul de transmitere pentru vaporii de apă condensati pe o conductă orizontală ;

α — coeficientul de transmitere, calculat ca mai sus, pentru condensarea vaporilor pe un perete vertical de înălțime egală cu diametrul exterior al conductei.

Abur fără gaze necondensabile ; condensare în film continuu pe fascicule de țevi. Când țevile sunt suprapuse, astfel încât condensatul curge de pe unele pe celelalte, coeficientul mediu de transmitere este :

$$\alpha_n = \alpha_c \sqrt[4]{\frac{1}{n}} \quad (105)$$

unde :

α_c este coeficientul de transmitere, calculat ca mai sus pentru țeava superioară ;

n — numărul de țevi suprapuse.

RADIATIE

Transmiterea căldurii prin radiație se face prin transportul de energie al radiațiilor calorice cu lungimi de undă între $7,8 \cdot 10^{-5}$ și $3,3 \cdot 10^{-2}$ cm (tabela 15); acestea sunt radiațiile infraroșii și se găsesc în continuarea spectrului vizibil (radiațiile luminoase cu lungimi de undă între $3,6 \cdot 10^{-5}$ și $7,8 \cdot 10^{-5}$ cm).

Tabela 15

Lungimile de undă ale radiațiilor

Radiații	Lungimea de undă		
	Angströmi Å	Millimicroni mμ	cm
Electrice	peste $3,3 \cdot 10^6$	peste $3,3 \cdot 10^5$	peste $3,3 \cdot 10^{-2}$
Calorice (infraroșii) .	$3,3 \cdot 10^6 - 7\ 800$	$3,3 \cdot 10^5 - 780$	$3,3 \cdot 10^{-2} - 7,8 \cdot 10^{-5}$
Luminoase	$7\ 800 - 3\ 600$	$780 - 360$	$7,8 \cdot 10^{-5} - 3,6 \cdot 10^{-5}$
Ultraviolete	$3\ 600 - 136$	$360 - 13,6$	$3,6 \cdot 10^{-5} - 1,36 \cdot 10^{-6}$
Roentgen	$136 - 1,58 \cdot 10^{-1}$	$13,6 - 1,58 \cdot 10^{-2}$	$1,36 \cdot 10^{-6} - 1,58 \cdot 10^{-11}$
Gama	$1,57 \cdot 10^{-1} - 5,7 \cdot 10^{-3}$	$1,58 \cdot 10^{-2} - 5,7 \cdot 10^{-4}$	$1,58 \cdot 10^{-9} - 5,7 \cdot 10^{-11}$
Necunoscute	$5,7 \cdot 10^{-3} - 2 \cdot 10^{-4}$	$5,7 \cdot 10^{-4} - 2 \cdot 10^{-5}$	$5,7 \cdot 10^{-11} - 2 \cdot 10^{-12}$
Cosmice	$2 \cdot 10^{-4} - 2 \cdot 10^{-6}$	$2 \cdot 10^{-5} - 2 \cdot 10^{-7}$	$2 \cdot 10^{-12} - 2 \cdot 10^{-14}$

Orice corp emite, în spațiul înconjurător, radiații de diferite lungimi de undă, a căror intensitate variază cu natura corpului, cu felul suprafeței lui și — în special — cu temperatura.

Radiațiile pornesc de la *corpul emițător*, trec în linie dreaptă prin spațiul înconjurător (diaterm) până când întâlnesc un alt corp care, după natura și proprietățile lui și ale suprafeței, le poate absorbi, reflecta sau refracta: un corp cu suprafața mată sau neagră absoarbe radiațiile; o suprafață lucioasă le reflectă, iar un corp „transparent” le deviază prin refracție. Efectele de absorbție, de reflexie și de refracție sunt, de obicei, combinate: un corp absoarbe parțial radiațiile incidente și reflectă sau refractă celelalte radiații. Un corp care absoarbe în întregime energia radiată incidentă se numește *corp negru absolut*.

Puterea de emisie E a unui corp, adică energia radiată de un metru pătrat din suprafața sa într-o oră (kcal/m²·h), este suma intensităților tuturor radiațiilor emise:

$$E = \int_0^{\infty} i_{\lambda} d\lambda, \quad (106)$$

în care *i* este *intensitatea radiațiilor* cu lungimi de undă între λ și $(\lambda + d\lambda)$. Din ecuația (106) rezultă că intensitatea radiațiilor se exprimă în kcal/m²·h.

Intensitatea radiațiilor a fost studiată teoretic și este redată, pentru corpul negru absolut, de ecuația lui Planck și Wien :

$$i_{\lambda} = 3,17 \cdot 10^{-8} \frac{\lambda^{-5}}{e^{\frac{1,43}{\lambda T}} - 1} \quad (107)$$

În diagrama din fig. 7 este reprezentată grafic această ecuație : curbele arată repartizarea intensităților radiațiilor, în funcție de lungimea lor de undă pentru diferite temperaturi. Următoarele constatări sunt importante : 1) toate lungimile de undă între zero și infinit participă la emisie ; 2) numai în domeniul spectrului caloric (radiațiile calorice sau infraroșii cu lungimile de undă arătate mai sus) intervin apreciabil ; celelalte sunt neglijabile din punct de vedere al intensității ; 3) intensitățile radiațiilor cresc mult cu temperatura ; 4) lungimea de undă corespunzătoare intensității maxime variază cu temperatura ; maximum se deplasează către lungimi de undă mai mici, când temperatura crește ; 5) începând de la aproximativ 500°C se constată și participarea radiațiilor corespunzătoare spectrului vizibil ; întâi cu lungimile de undă lungi (roșii) ale spectrului vizibil și apoi, pe măsură ce temperatura crește, intervin și lungimile de undă mai scurte : corpul emițător devine incandescent și trece, când temperatura crește, de la roșu, prin portocaliu și galben, la alb.

Cu ajutorul ecuațiilor (106) și (107) se obține, după integrare, formula lui Ștefan și Boltzmann :

$$E_n = C_n \left(\frac{T}{100} \right)^4 \quad (108)$$

În care constanta C_n , numită *constanta de radiație* a corpului negru absolut, are valoarea 4,96 și se exprimă în kcal/m²·h·grd⁴ sau 5,71·10⁻³ ergi/cm²·s·grd⁴. După legea lui Ștefan și Boltzmann, *puterea de emisie a corpului absolut crește cu puterea a patra a temperaturii absolute*.

Legea lui Kirchhoff arată relația între puterea de emisie E a unui corp oarecare și factorul de absorbție α_a definit prin :

$$\alpha_a = \frac{\text{energia radiantă absorbită}}{\text{energia radiantă incidentă}} \quad (109)$$

Se consideră două corpuri 1 și 2 care se găsesc într-o incintă. Unitatea de suprafață a acestor corpuri emite, respectiv, energiile E_1 și E_2 . Notând cu I radiația produsă de incintă (radiația incidentă), se poate scrie, pentru cazul echilibrului termic :

$$I\alpha_{a1} - E_1 = 0 \text{ și } I\alpha_{a2} - E_2 = 0. \quad (110)$$

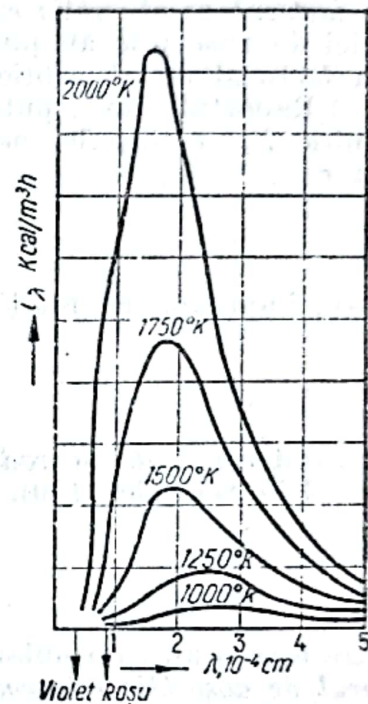


Fig. 7. Intensitatea radiațiilor calorice, în funcție de lungimea de undă și de temperatură.

De unde :

$$\frac{E_1}{\alpha_{a1}} = \frac{E_2}{\alpha_{a2}}, \quad (111)$$

sau, în general :

$$\frac{E}{\alpha_a} = \text{const} = \frac{E_n}{1}. \quad (112)$$

Ultima relație este legea lui Kirchhoff : *raportul dintre puterea de emisie și factorul de absorbție este același pentru toate corpurile*. Corpurile cu factori mici de absorbție au putere de emisie mică, și invers. Corpul negru absolut cu factorul de absorbție = 1 (maxim) are cea mai mare putere de emisie.

Raportul dintre puterea de emisie E a unui corp oarecare și puterea de emisie E_n a corpului negru absolut este *coeficientul de emisie* și se notează cu ε :

$$\varepsilon = \frac{E}{E_n} \quad (113)$$

care, împreună cu relația (108), dă rezultatul :

$$E = C \left(\frac{T}{100} \right)^4 = \varepsilon C_n \left(\frac{T}{100} \right)^4, \quad (114)$$

C fiind *constantă de radiație*.

Din relațiile (109), (112) și (113), rezultă :

$$\alpha_a = \frac{E}{E_n} = \varepsilon, \quad (115)$$

care este o altă formulare a legii lui Kirchhoff : *pentru un corp oarecare, factorul de absorbție este egal cu coeficientul de emisie*.

Relațiile (110) — (115) sunt valabile pentru diferite temperaturi, numai dacă *radiația corpului îndeplinește, pentru toate lungimile de undă și la temperaturile care interesează, condiția :*

$$i_\lambda = \varepsilon i_{\lambda n}, \quad (116)$$

adică dacă există proporționalitate între intensitățile fiecărei lungimi de undă ale radiației corpului considerat și ale corpului negru absolut. Corpul care îndeplinește această condiție se numește *corp cenușiu*. Se obișnuiește să se considere corpurile care intervin în calculele tehnice ca îndeplinind condiția corpului cenușiu.

În tabela 16 se indică coeficienții de emisie dentru diferite materiale, la diferite temperaturi.

SCHIMBUL DE CĂLDURĂ PRIN RADIAȚIE ÎNTRE DOUĂ SUPRAFEȚE NEGRE

Pe baza legii lui Ștefan și Boltzmann, căldura transmisă prin radiație între două suprafețe având proprietățile corpului negru absolut este :

$$Q_r = 4,96 S_1 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] F_{1,2}, \quad (117)$$

Coeficienți de emisie ¹⁾

Tabela 15

Materialul	t °C	ϵ
Alamă, placă laminată, cu suprafața naturală	22	0,06
Alamă, plăci fără luciu	50—350	0,22
Alamă, placă oxidată la 600°C	200—600	0,61—0,59
Aluminiu lustruit	225—575	0,039—0,057
Apă	0—100	0,95—0,963
Argint în foi, lustruit	225—625	0,0198—0,0324
Asbest carton	22	0,96
Asbest hârtie	240—370	0,93—0,945
Aur lustruit	225—635	0,018—0,035
Căramidă roșie, cu suprafață aspră fără neregularități mari	20	0,93
Căramidă dinas, cu suprafață aspră, fără glazură	100	0,80
Căramidă dinas, cu suprafață aspră, cu glazură	1100	0,85
Căramidă de șamotă	1100	0,75
Căramidă refractară	—	0,8—0,9
Cositor, tablă de fier cositorită, lucioasă	25	0,043—0,064
Crom	100—1000	0,08—0,26
Cromnichel	125—1034	0,64—0,76
Cuarț cu suprafață aspră obținută prin topire	20	0,932
Cupru electrolitic lustruit	80—115	0,018—0,023
Cupru comercial șlefuit	22	0,072
Cupru oxidat la 600°C	200—600	0,57—0,87
Cupru, oxid de ~	800—1100	0,66—0,54
Cupru topit	1075—1275	0,16—0,13
Email alb, tiopit pe fier	19	0,897
Fier, oxid de ~	500—1200	0,85—0,95
Fontă lustruită	830—990	0,60—0,70
Fontă oxidată la 600°C	200—600	0,64—0,78
Funingine, negru de fum	95—270	0,952
Hârtie subțire, lipită pe o suprafață metalică	19	0,924
Lac de email alb, pe placă de fier cu suprafață aspră	23	0,906
Lac negru, lucios, pe o placă de fier	25	0,875
Lac negru, mat	40—95	0,96—0,98
Lac alb	40—95	0,80—0,95
Lac de aluminiu pe placă cu suprafață aspră	20	0,39
Mercur foarte curat	0—100	0,09—0,12

¹⁾ După M. A. Mihailov, Bazele transmiterii căldurii, Moscova, 1949, p. 377.

Tabela 16 (continuare)

Materialul	t °C	ϵ
Molibden, filament	725—2 600	0,096—0,292
Nichel tehnic în foi, lustruit	225— 375	0,07 —0,087
Nichel sârmă	185—1 000	0,096—0,186
Nichel oxidat la 600°C	200— 600	0,37—0,48
Nichel oxid de $\sim$	650—1 255	0,59—0,86
Oțel turnat, șlefuit	770—1 040	0,52—0,56
Oțel în plăci, șlefuit	940—1 100	0,55—0,61
Oțel oxidat la 600°C	200— 600	0,80
Oțel în plăci cu strat lucios dens de oxid	25	0,82
Platină în foi, lustruită	225— 625	0,054—0,104
Platină, filament	25—1 230	0,036—0,192
Platină, de sârmă	225—1 375	0,073—0,182
Plumb cenușiu, oxidat	25	0,281
Platină oxidată la 200°C	200	0,63
Porțelan smălțuit	22	0,924
Șellac negru, lucios, pe fier cosi- torit	21	0,821
Șellac negru mat	75—145	0,91
Stejar, dat la rindea	20	0,895
Sticlă netedă	22	0,937
Vopsele de ulei, diferite culori . . .	100	0,92—0,96
Vopsele de aluminiu, cu diferite conținuturi de aluminiu	100	0,27 —0,67
Zinc comercial (99,1%), șlefuit . .	225—325	0,045—0,053
Zinc oxidat la 400°C	400	0,11
Tablă de fier zincată, lucioasă . .	28	0,228
Tablă de fier zincată cenușie, oxi- dată	24	0,276

unde :

 Q_r este căldura transmisă prin radiație într'o oră, în kcal/h; S_1 — suprafața corpului emițător, în m^2 ; T_1 — temperatura absolută a corpului emițător, în °K; T_2 — temperatura absolută a corpului radiat, în °K; $F_{1,2}$ — factor unghiular (nedimensional) care ține seamă de poziția relativă în spațiu a suprafețelor și reprezintă fracțiunea din radiația totală a corpului cald care este interceptată de suprafața radiată. Este egal cu unghiul solid sub care suprafața 2 este văzută de suprafața 1.Factorul unghiular F are următoarele proprietăți :

a) Deoarece :

$$S_1 F_{1,2} = S_2 F_{2,1}, \quad (118)$$

unde :

S_1 este suprafața radiată, în m^2 ;

$F_{2,1}$ — factorul unghiular, reprezentând unghiul solid sub care suprafața caldă este văzută de suprafața rece,

ecuația (117) se poate scrie :

$$Q_r = 4,96 S_1 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] F_{1,2} = 4,96 S_2 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] F_{2,1} \quad (119)$$

cece permite determinarea căldurii transmise prin radiație, când se cunoaște fie S_1 și $F_{1,2}$ fie S_2 și $F_{2,1}$.

b) Radiația unui corp negru într'un punct P este egală cu radiația oricărui alt corp negru de aceeași temperatură, a cărui suprafață este văzută din punctul P sub același perimetru (același F).

c) Dacă suprafața 1 radiază diferite suprafețe 2,3... care o înconjură :

$$F_{1,1} + F_{1,2} + F_{1,3} + \dots = 1, \quad (120)$$

iar când suprafața 1 nu are concavitate ($F_{1,1} = 0$) :

$$F_{1,2} + F_{1,3} + \dots = 1. \quad (121)$$

Determinarea factorului F

α) Când suprafața 1 înconjură din toate părțile suprafața 2, $F_{1,2} = 1$. Acesta este cazul corpurilor (1) care se găsesc într'un cuptor (2).

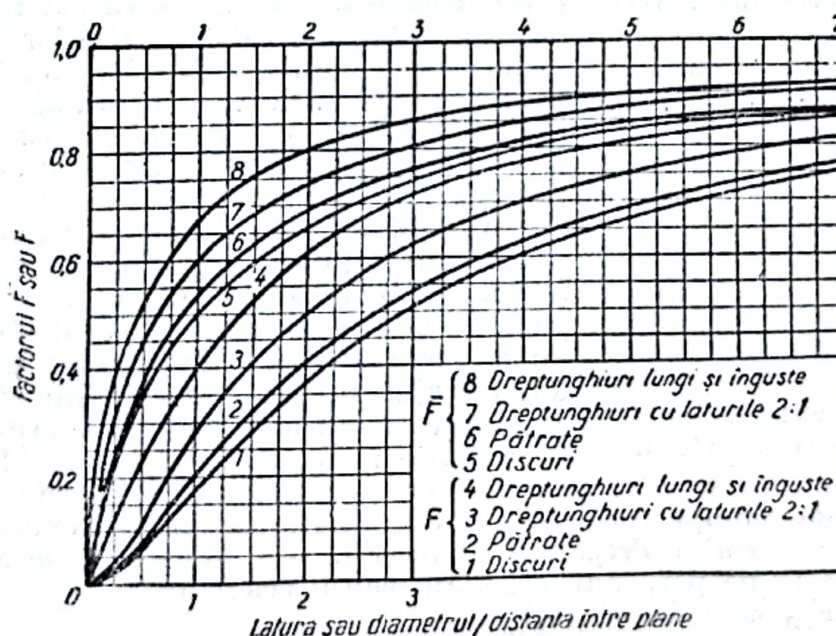


Fig. 8. Factorul F pentru suprafețe paralele.

β) Când două suprafețe sunt destul de apropiate între ele și destul de întinse pentru a putea neglija pierderile periferice de radiație, față de radiația totală : $F_{1,2} = F_{2,1} = 1$.

γ) *Suprafețe paralele limitate*: a) discuri; b) pătrate; c) dreptunghiuri cu raportul dintre laturi 2 : 1; d) dreptunghiuri înguste și lungi. Pentru aceste suprafețe, factorul F este dat de curbele 1, 2, 3 și 4 din diagrama din fig. 8, în funcție de raportul dintre latura sau diametrul suprafeței și distanța între suprafețe.

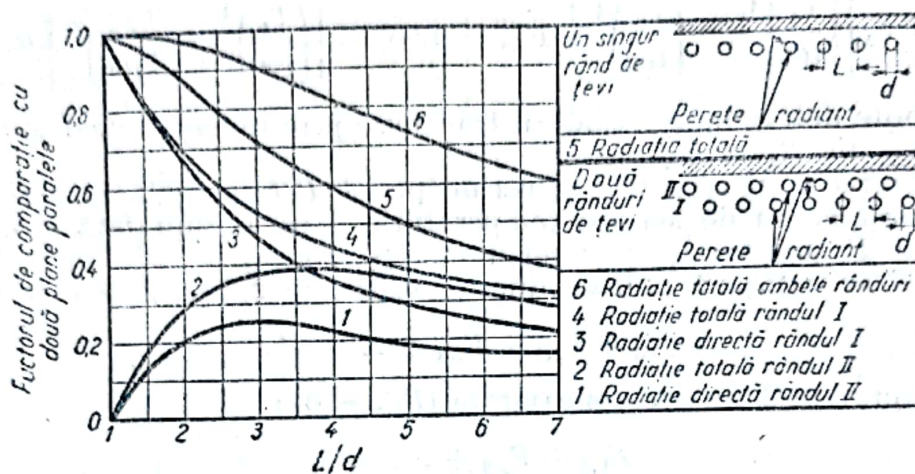


Fig. 9. Radiția între un plan și țevi paralele cu planul.

δ) *Suprafețe paralele limitate de pereți refractari*. Tot cu ajutorul diagramei din fig. 8, curbele 5, 6, 7 și 8, se deduce, pentru același fel de suprafețe, factorul $\bar{F}$ analog cu F , dar în care se include și influența unor pereți de cărămidă refractară. Acești pereți trebuie să îndeplinească condițiile: 1) să mărginească conturul suprafețelor paralele și 2) întreaga căldură radiantă primită de pereți să fie reflectată tot sub formă de căldură radiantă, cu alte cuvinte pierderea de căldură spre exterior să fie acoperită de câștigul de căldură prin convecție.

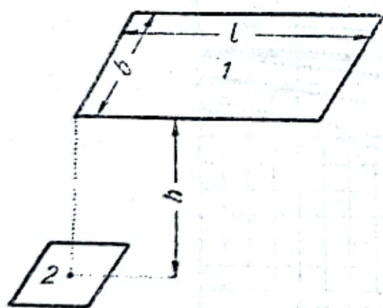


Fig. 10. Dispunerea suprafețelor pentru formula (122).

sunt dispuse, de exemplu, în cazanele cu radiație sau în cuptoarele tubulare.

ϵ) *Suprafețe paralele dreptunghiulare* (fig. 10), adică dispuse astfel încât centrul uneia este pe perpendiculara din colțul celeilalte.

Factorul $F_{2,1}$ este dat de relația:

$$F_{2,1} = \frac{1}{2\pi} \left(\frac{L}{\sqrt{1+L^2}} \arcsin \frac{B}{\sqrt{1+L^2+B^2}} + \frac{B}{\sqrt{1+B^2}} \arcsin \frac{L}{\sqrt{1+L^2+B^2}} \right), \quad (122)$$

în care $B = b/h$ și $L = l/h$.

Pentru ușurarea calculului au fost întocmite tabele și diagrame din care se dă un extras în tabela 17.

Tabela 17

Valorile factorului $F_{2,1}$ din ecuația (122)

L	B					
	0,5	1,0	1,5	2,0	4,0	10,0
0,5	0,061	0,091	0,104	0,108	0,113	0,115
1,0	0,091	0,139	0,159	0,167	0,174	0,175
1,5	0,104	0,159	0,184	0,195	0,206	0,208
2,0	0,108	0,167	0,195	0,208	0,220	0,223
4,0	0,113	0,174	0,206	0,220	0,238	0,243
10,0	0,115	0,175	0,208	0,223	0,243	0,248

η) *Suprafețe paralele oarecare.* Cu ajutorul ecuației (122) sau al tablei 17 se pot rezolva și probleme în care cele două suprafețe nu îndeplinesc condiția dela punctul ζ sau din fig. 10. Următorul exemplu arată modul de rezolvare al acestor probleme:

Exemplu. Să se determine căldura transmisă între suprafețele negre 1 și 2, cu mărimea și orientarea din fig. 11, când suprafața 1 are temperatura $t_1 = 1000^\circ\text{C}$, iar suprafața 2, temperatura $t_2 = 500^\circ\text{C}$.

Pentru găsirea factorului $F_{2,1}$ se împarte suprafața 1 în patru dreptunghiuri, astfel încât fiecare să reproducă dispoziția din fig. 10 pentru care este valabilă ecuația (122).

În tabela 18 este calculat acest factor, cu ajutorul tablei 17.

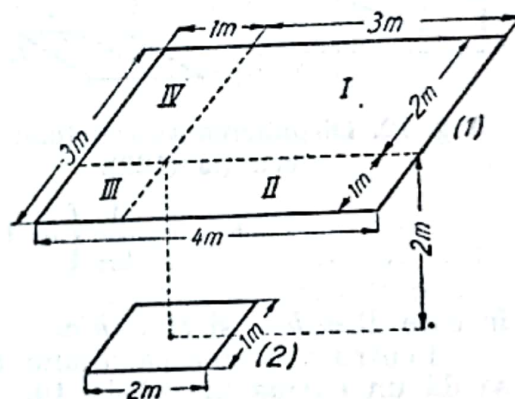


Fig. 11. Reducerea suprafețelor dreptunghiulare paralele la cazul din fig. 10.

Tabela 18

Suprafața	a	b	l	B	L	F
I	2	2	3	1	1,5	0,159
II	2	1	3	0,5	1,5	0,104
III	2	1	1	0,5	0,5	0,061
IV	2	2	1	1	0,5	0,091
Total						$F_{2,1} = 0,451$

Căldura transmisă se găsește introducând acest factor în ecuația (117)

1	Temperatura absolută a suprafeței 1	T_1	1 273	°K	$t_1 + 273$
2	Temperatura absolută a suprafeței 2	T_2	773	°K	$t_2 + 273$
3	$(T_1/100)^4 - (T_2/100)^4$		23 570	—	—
4	Factorul unghiular	$F_{2,1}$	0,415	—	Tab. 17
5	Suprafața 1	S_2	122	m ²	Fig. 9
6	Căldura transmisă	Q_r	99 430	kcal/h	$4,96 \cdot (5) \cdot (3) \cdot (4)$

Obs. Calculul nu este exact când suprafața 2 este prea mare sau prea aproape de suprafața 1. Precizia se mărește dacă suprafața 2 este împărțită în dreptunghiuri mai mici, cu care se procedează ca mai sus.

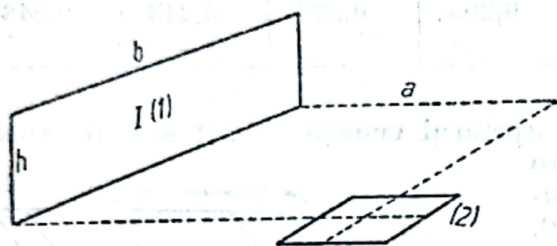


Fig. 12. Dispunerea suprafețelor pentru ecuația (123).

8) *Suprafețe dreptunghiulare perpendiculare* (fig 12), adică dispuse astfel încât centrul uneia să fie pe perpendiculara dusă din colțul celeilalte. Factorul $F_{2,1}$ este dat de relația :

$$F_{2,1} = \frac{1}{2\pi} \left(\arctg B - \frac{1}{\sqrt{1+H^2}} \arctg \frac{B}{\sqrt{1+H^2}} \right), \quad (123)$$

în care $B = b/a$ și $H = h/a$.

Pentru ușurarea calculului au fost întocmite tabele și diagrame din care se dă un extras în tabela 19.

Tabela 19

Valorile factorului $F_{2,1}$ din ecuația (123)

H	B							
	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0
0,25	0,004	0,006	0,007	0,007	0,008	0,008	0,008	0,008
0,5	0,014	0,021	0,024	0,025	0,026	0,026	0,026	0,026
0,75	0,025	0,039	0,045	0,047	0,048	0,049	0,050	0,050
1	0,035	0,056	0,065	0,069	0,071	0,072	0,072	0,073
2	0,058	0,095	0,114	0,124	0,129	0,133	0,135	0,137
2,5	0,063	0,104	0,126	0,137	0,145	0,149	0,153	0,155
3	0,066	0,110	0,134	0,148	0,156	0,160	0,166	0,168
4	0,069	0,114	0,143	0,159	0,168	0,174	0,181	0,184
5	0,070	0,116	0,148	0,164	0,175	0,181	0,189	0,193

1) *Suprafețe dreptunghiulare, perpendiculare, adiacente.* Factorul $F_{1,2}$ este dat de curbele diagramei din fig. 13.

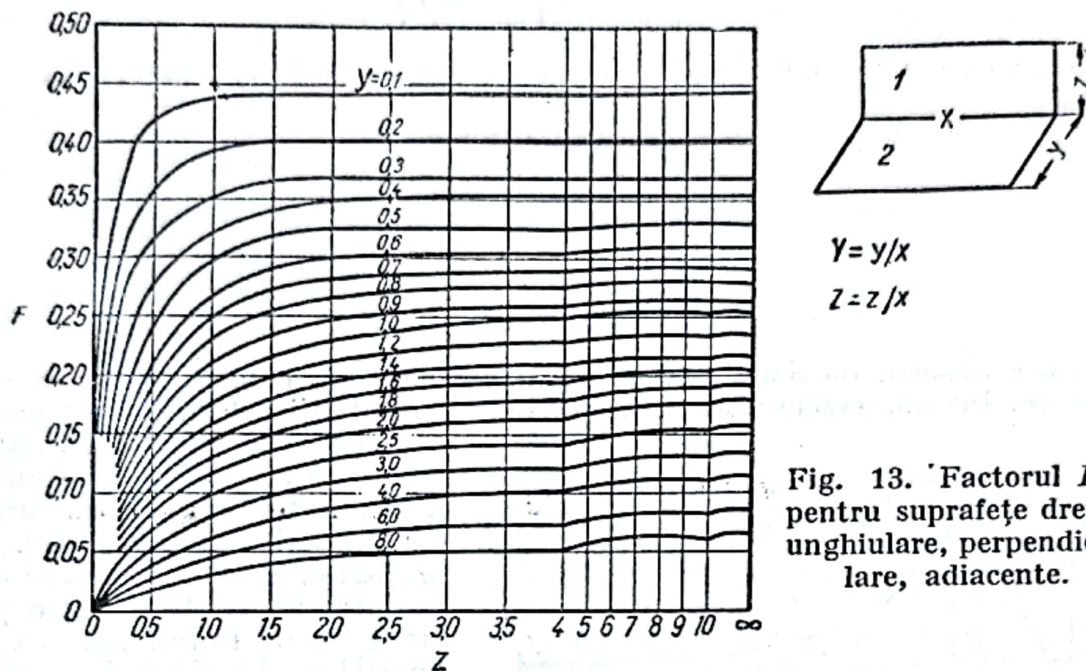


Fig. 13. Factorul $F_{1,2}$ pentru suprafețe dreptunghiulare, perpendiculare, adiacente.

x) *Suprafețe perpendiculare oarecare.* Prin descompunerea suprafețelor în suprafețe care să îndeplinească condiția de la punctul 8 sau de la punctul 1, se rezolvă probleme în care suprafețele sunt perpendiculare, dar au altă poziție relativă.

SCHIMBUL DE CĂLDURĂ PRIN RADIAȚIE ÎNTRE DOUĂ SUPRAFEȚE CENUȘII

Când cele două suprafețe între care se face schimbul de căldură nu au proprietatea corpului negru absolut, problemele de radiație se pot rezolva numai în ipoteza că suprafețele sunt absolut cenușii, adică satisfac relația $C = \epsilon C_n$, cu ϵ constant pentru toate lungimile de undă.

Căldura transmisă este dată de o ecuație analoagă cu ecuația (119):

$$Q_r = 4,96 S_1 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] F_{1,2} = 4,96 S_2 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] F_{2,1}, \quad (124)$$

în care $F_{1,2}$ este un factor care include atât factorul unghiular $F_{1,2}$ cât și coeficienții de emisie ϵ_1 și ϵ_2 , specifici celor două suprafețe cenușii:

$$F_{1,2} = \frac{1}{\frac{1}{F_{1,2}} + \left(\frac{1}{\epsilon_1} - 1 \right) + \frac{S_1}{S_2} \left(\frac{1}{\epsilon_2} - 1 \right)}. \quad (125)$$

Factorul $F_{1,2}$ este factorul unghiular pentru suprafețe negre, a cărui determinare a fost arătată la punctele α - 1 de mai sus.

Pentru un corp înconjurat din toate părțile de o incintă ($F_{1,2} = 1$):

$$F_{1,2} = \frac{1}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{S_1}{S_2} \left(\frac{1}{\epsilon_2} - 1 \right)} \quad (126)$$

Pentru două plane paralele destul de întinse și destul de apropiate ($F_{1,2} = 1$; $S_1 = S_2$)

$$F = \frac{1}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{1}{\epsilon_2} - 1} \quad (127)$$

RADIAȚIA GAZELOR

Gazele absorb, încălzindu-se, o parte din radiația calorică de care sunt străbătute. Invers, gazele calde emit, răcindu-se, radiații calorice. Spre deosebire de corpurile solide, gazele emit sau absorb radiații numai în anumite lungimi de undă, caracteristice fiecărui gaz. Următoarele gaze emit sau absorb radiații în cantități care prezintă interes în tehnică: oxidul de carbon, bioxidul de carbon, hidrocarburile, aburul, bioxidul de sulf, amoniacul, acidul clorhidric, vaporii de alcooli. Gazele cu molecula simetrică: hidrogenul, oxigenul, azotul, nu prezintă benzi importante de absorbție la temperaturile din practica industrială.

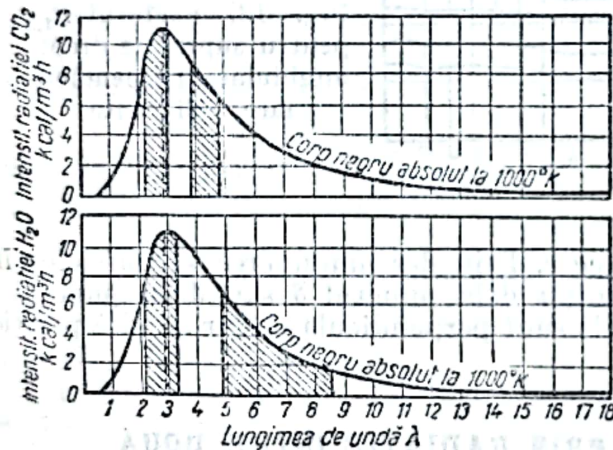


Fig. 14. Benzile de absorbție ale bioxidului de carbon și ale aburului.

Următoarele formule dau căldura transmisă pe oră de către bioxidul de carbon și de vaporii de apă asupra unei suprafețe

$$q_{\text{CO}_2} = 8,9 \epsilon (ps)^{0,4} \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^{3,2} - \left(\frac{T_2}{100} \right)^{3,2} \left(\frac{T_1}{T_2} \right)^{0,65} \right] \quad (128)$$

$$q_{\text{H}_2\text{O}} = \epsilon (40 - 73 ps) \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^{2,32 + 1,37 \sqrt[3]{ps}} - \left(\frac{T_2}{100} \right)^{2,32 + 1,37 \sqrt[3]{ps}} \right] \quad (129)$$

în care:

- q_{CO_2} este căldura transmisă de bioxidul de carbon, în kcal/m²·h;
- $q_{\text{H}_2\text{O}}$ — căldura transmisă de abur, în kcal/m²·h;
- ϵ — coeficientul de emisie al suprafeței radiate;
- p — presiunea parțială a bioxidului de carbon în gaz, respectiv presiunea parțială a vaporilor de apă în gaz, în Atm;
- s — grosimea stratului de gaz, în m;
- T_1 — temperatura absolută a gazului, în °K;
- T_2 — temperatura absolută a suprafeței radiate, în °K.

Grosimea stratului de gaz se determină după forma cuptorului, astfel: pentru canale și pentru cilindri lungi (față de diametru)

$$S = \text{diametrul cilindrului};$$

pentru cuptoare de formă cubică, cu latura a

$$S = \frac{2}{3} a;$$

pentru cuptoare de formă paralelipipedică, cu laturile a, b, c

$$S = \frac{2}{3} \sqrt[3]{abc};$$

pentru un fascicol de țevi având distanța dintre țevi egală cu diametrul exterior d

$$S = 3,2 d.$$

Când gazul conține atât bioxid de carbon, cât și vapori de apă, căldurile transmise, date de ecuațiile (128) și (129), se adună.

RADIAȚIA FLACĂRILOR LUMINOASE

Particulele incandescente de cărbune din flăcările luminoase radiază căldură ca orice corp solid cald. Participarea flăcărilor la radiația totală dintr'un focar devine importantă mai ales în cazul combustibililor formați din hidrocarburi superioare. Metanul arde fără separare de cărbune în flacără.

Căldura radiată de flacără este funcție de temperatura flăcării, de dimensiunile flăcării și de concentrația și mărimea particulelor de carbon în flacără.

Încercările de până acum pentru calculul căldurii radiate de flăcările luminoase nu au dus la rezultate sigure. Comparația cu alte focare nu poate fi folosită decât în cazul când condițiile de care depinde radiația sunt bine cunoscute și sunt aceleași în ambele focare, deși reproducerea acelorași condiții în două focare este greu de realizat.

În ultimul timp, cercetătorii sovietici (M. V. Kirpicev, G. L. Poliacov, I. A. Surinov, S. N. Sorin, T. N. Timofeev, A. M. Gurvici, A. S. Nevski și P. K. Conacov) au ajuns la formule teoretice și practice satisfăcătoare pentru căldura radiată de flăcări într'un focar ¹⁾.

CĂLDURA TRANSMISĂ PRIN RADIAȚIE ÎNTR'UN FOCAR

Căldura totală transmisă prin radiație într'un focar este suma căldurilor transmise prin:

- a) radiația dela straturile incandescente de cărbune;
- b) radiația pereților refractari;
- c) radiația gazelor de ardere;
- d) radiația flăcării.

¹⁾ V. M. A. Mihailov, Bazele transmiterii căldurii, Moscova, 1949, p. 189.

Determinarea sau calcularea fiecăreia dintre aceste radiații este o problemă tehnică dificilă. Prin diferite simplificări s'a ajuns la relații mai ușor de folosit sau la ecuații empirice verificate cu precizie satisfăcătoare prin măsurări la focare existente.

Astfel :

α) Pentru cuptoarele tubulare și de cracare din industria petrolieră :

$$q_c = \left[0,493 \left(\frac{T_F}{100} \right)^4 - 2,85 \left(\frac{T_C}{100} \right)^4 - 3,42 (T_F - T_C) \right] S_C F_{CF} \quad (130)$$

q_c este căldura transmisă suprafeței de încălzire, în kcal/h ;

T_F — temperatura absolută a focarului, în °K ;

T_C — temperatura absolută a suprafeței de încălzire, în °K ;

S_C — suprafața de încălzire, în m² ;

S_R — suprafața pereților refractari, în m² ;

F_{CF} — factor de radiație = $S_C / (S_C + S_R)$, când S_R / S_C este între 0 și 1 ;
= S_C / S_R , când S_R / S_C este între 3 și 6,5.

Verificările acestei ecuații în 85 determinări la 19 cuptoare de tipuri diferite, arzând păcură sau gaze de rafinare, au dat abateri de numai aproximativ 5%.

O altă formulă pentru aceleași scopuri este :

$$\eta = \frac{1}{1 + 1,1 \frac{\sqrt{i / S_C F_{CF}}}{\left(\frac{i / w_G c_{pm}}{100} \right)^{1,6}}} \quad (131)$$

unde :

η este raportul dintre căldura transmisă uleiului de încălzit și căldura conținută în combustibilul (puterea calorică × cantitatea) și în aerul (entalpia × cantitatea) introdus în focar, (nedimensional) ;

i — căldura combustibilului (puterea calorică × cantitatea) și a aerului (entalpia) introdus în focar, în kcal/h ;

w_G — debitul gazelor de combustie, în kg/h ;

c_{pm} — căldura specifică medie a gazelor de combustie, în kcal/kg·grd ;

S_C și F_{CF} — ca la ecuația precedentă.

β) Pentru cazane de abur :

$$\eta = \frac{1}{1 + \frac{r_{af} \sqrt{w}}{18,9}} \quad (132)$$

unde :

η este raportul dintre căldura transmisă țevilor firbătoare în porțiunea radiată și căldura conținută în combustibil (puterea calorică), în aer și, eventual, în gazele de recirculație intrat în focar (nedimensional) ;

r_{af} — raportul, în greutate, aer/combustibil (nedimensional) ;

w — debitul specific al combustibilului, exprimat în kilograme de cărbuni bruni bituminoși, introduși în focar pe oră și pe metrul pătrat de suprafață de țevi expusă radiației (circumferința întreagă, dacă țevile nu sunt îngropate în perete), în kg/m²·h.

XVII. ÎNCĂLZIREA APARATELOR DIN INDUSTRIA CHIMICĂ

Scopul instalațiilor din industria chimică este de a aduce și de a menține materialele în condițiile optime corespunzătoare schimbărilor chimice și fizice pentru care ele sunt destinate.

Condițiile de temperatură sunt cele mai importante, pentru că temperatura influențează aproape toate proprietățile corpurilor, vitezele de reacție, echilibrele chimice și echilibrele între fazele unui sistem. Prin condiții de temperatură se înțelege nu numai temperatura din volumul principal al sistemului, dar și temperaturile maxime locale, cum și regimul temperaturilor în timp sau repartizarea lor în spațiu; supraîncălzirile locale sau gradientii de temperatură într'un reactor pot fi factori determinanți pentru succesul unei operații.

Încălzirea rațională a aparatelor — în cadrul căreia economia de combustibil trebuie să fie o preocupare de primul ordin — constituie problema principală a ingineriei chimice.

În această secțiune se face o enumerare sistematizată a procedeelor de încălzire folosite în industria chimică, arătând pentru fiecare, caracteristicile generale, și insistând asupra aspectelor mai puțin cunoscute.

Rareori încălzirea se face prin arderea directă, completă sau incompletă, cu aer sau cu oxigen, a materialului care reacționează (gazogene, cupatoare pentru arderea piritei, reactoare pentru oxidarea compușilor organici) sau a combustibilului amestecat în acest scop cu materialul de încălzit.

În marea majoritate a cazurilor, încălzirea aparatelor se face cu ajutorul unui agent purtător de căldură care preia energia termică sau electrică de la o sursă de energie chimică (combustibili), hidraulică (centrale hidroelectrice) sau mecanică (pompa de căldură) și o transportă la locul de întrebuințare. Sursa primară de energie poate să se găsească în imediata apropiere a aparatului de încălzit — uneori chiar inclusă în același aparat — sau la distanțe mari.

Încălzirea este indirectă sau directă, după cum există sau nu un perete despărțitor între agentul purtător de căldură și materialul de încălzit. La temperaturi joase, transmiterea căldurii se face aproape numai prin conducție și convecție, pe când, la temperaturi înalte, predomină radiația. Cu totul aproximativ, și depinzând mult de condițiile specifice, se poate aprecia la 300 °C temperatura la care importanța participării radiației, pe de o parte, și a convecției și conductivității, pe de altă parte, se inversează.

În general, transmiterea căldurii prin convecție este avantajată de valori mari pentru: căldura specifică, densitatea, coeficientul de conductivitate și coeficientul de dilatație ale fluidului, viteza de curgere, temperatura fluidului și a peretelui, și de valori mici ale viscozității fluidului și ale dimensiunii caracteristice (de exemplu diametrul).

În tabela 1 dela secțiunea Transmiterea căldurii, sunt date valori indicative pentru coeficientul (parțial) de transmitere α , iar în tabela 1 pentru coeficientul total de transmitere k .

ÎNCĂLZIREA CU PURTĂTORI DE CĂLDURĂ ÎN STARE GAZOASĂ

Se prezintă două cazuri principal deosebite, după cum purtătorul de căldură gazos nu-și schimbă starea fizică prin cedarea căldurii (încălzire cu gaze) sau își schimbă starea fizică, condensându-se (încălzire cu vapori).

Tabela 1

Coeficientul total de transmitere k

Fluidul 1	Fluidul 2	Condiții	k kcal/m ² · h · grad	Aparatul
Lichid	Gaz	Aer, presiune normală, convecție liberă	5—20	Radiatoare cu apă caldă Răcitoare cu aer
		Aer, presiune normală, convecție forțată	10—50	Răcitoare Economizoare Cuptoare tubulare
		Aer, 300 kgf/cm ² , convecție forțată	50—500	Schimbătoare cu țevi concentrice Răcitoare în cascadă
	Lichid	Lichide viscoase, curgere laminară, convecție liberă	50—250	Răcitoare cu ulei Serpentine Vase de reacție, cu manta sau cu serpentine, fără agitator
		Apă, curgere turbulentă	250—800	Schimbătoare tubulare Răcitoare în cascadă Vase de reacție cu manta sau cu serpentină, cu agitator
		Lichide în straturi subțiri, viteze mari	800—2 000	Schimbătoare cu țevi concentrice Schimbătoare spirale
	Lichid în fierbere	Lichide viscoase în fierbere	23—300	Răcitoare cu ulei
		Amoniac în fierbere	100—700	Răcitoare cu saramură Vaporizatoarele instalațiilor frigorifice

Tabela 1 (continuare)

Fluidul 1	Fluidul 2	Conditii	k kcal/m ² · h · grad	Aparatul
Lichid	Vapori care se condensează	Lichide viscoase	50—300	Incălzitoare cu ulei Incălzitoare cu circulație
		Vapori organici, apă	200—700	Condensatoare pentru vapori organici, aparate cu difenil
		Vapori de apă, lichide organice	500—2 000	Condensatoare tubulare Condensatoare în cascadă Vase de reacție, cu manta sau cu serpentină, cu agitator
		Vapori de apă, apă	2 000—3 500	Condensatoare tubulare
Gaz	Gaz		3—10	Schimbătoare tubulare Supraincălzitoare de abur
			10—30	Schimbătoare cu țevi concentrice
	Lichid în fierbere	Gaze de ardere	5—50	Cazane de abur
	Vapori care se condensează	Convecție liberă	5—50	Radiatoare cu abur Conducte de abur în aer
		Convecție forțată	10—50	Incălzitoare de aer Radiatoare cu aripioare
Vapori care se condensează	Lichid în fierbere	Lichide viscoase, circulație naturală	300—600	Evaporatoare Vase de reacție cu manta sau cu serpentină, fără agitator
		Lichide subțiri, circulație naturală	500—1 000	
		Lichide subțiri, circulație forțată	1 000—3 000	Vase cu reacție cu manta sau cu serpentină, cu agitator

1. Încălzirea cu gaze

Capacitatea calorică mică și coeficientul parțial de transmitere redus fac ca gazele să fie slabi purtători de căldură.

Un alt dezavantaj al încălzirii cu gaze rezultă din faptul că, cedând căldură sensibilă, temperatura lor scade continuu în decursul procesului.

a) Încălzirea cu gaze de ardere este forma cea mai obișnuită de încălzire cu gaze. Temperatura lor înaltă suplinește, în parte, inconvenientele purtătorilor de căldură gazoși, dar introduce alte dificultăți: posibilitatea supraîncălzirilor locale și greutatea reglării și a menținerii temperaturilor în aparatul încălzit. Randamentul este mic, din cauza căldurii rămase în gazele evacuate la coș.

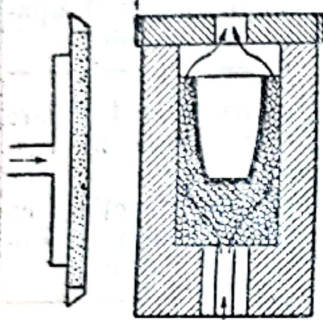


Fig. 1. Diafragmă și cuptor pentru ardere la suprafață.

Diferite îmbunătățiri ale încălzirii cu gaze de ardere: arderea sub presiune, arderea cu oxigen sau cu aer îmbogățit în oxigen, mărirea vitezei gazelor, recircularea gazelor de ardere, supravegherea arderii cu instrumente de măsură sau cu regulatoare, folosirea căldurii din gazele evacuate, — sunt aplicate cu bune rezultate.

α) Încălzirea cu foc direct este folosită în industria chimică, mai ales în instalații primitive și pentru încălziri peste 200°C (de exemplu: cuptoare pentru topituri alcaline, încălzirea aparatelor de distilare, a coloanelor de rectificare), dar, în special, acolo unde încălzirea se poate face direct, fără pereți despărțitori între gazele de ardere și materialul de încălzit (de exemplu: cuptoare cu vatră, uscătoare).

β) *Arderea la suprafață* (arderea fără flacără). Combustia normală a combustibililor se desvoltă și trebuie să se termine în focar. Un exces de aer este inevitabil pentru o combustie rațională, dar prezintă inconvenientul că micșorează temperatura gazelor și mărește cantitatea gazelor de ardere și, deci, pierderea de căldură în gazele evacuate.

Dacă amestecul aer-gaz combustibil este constrâns să treacă printr-o diafragmă poroasă sau printr'un strat cu granule poroase, arderea are loc cu mare viteză și fără flacără aparentă, pe suprafața diafragmei sau a granulelor. Prin conducta de intrare se introduce, la început, gazul combustibil, care, după ce este aprins, arde cu flacără obișnuită; prin adăugare treptată de aer în gazul combustibil, flacăra se micșorează și, atunci când amestecul gaz-aer corespunde arderii teoretice, flacăra se retrage și arderea continuă la suprafața materialului poros. Fig. 1 reprezintă principiul arderii la suprafață.

Avantaje: concentrări mari de căldură, temperaturi înalte, randamente mai bune.

γ) Încălzirea cu aer cald se aplică numai în operații de uscare. Aerul are atât rolul de a furniza căldura necesară vaporizării umidității din materialul care se usucă, cât și rolul de a transporta vaporii astfel formați. Capacitatea de uscare a aerului depinde de gradul său de saturație și de temperatură (această dependență este dată de diagrama lui L. K. Ramzin¹⁾). Atât timp cât materialul mai este umed, temperatura sa este inferioară aerului cald înconjurător. Când materialul de uscat suportă temperaturi înalte, este avantajos să se folosească, pentru uscare, gazele de ardere dintr'un focar.

¹⁾ V. secțiunile „Bilanțul termic” și „Uscarea”.

2. Încălzirea cu vaporii

Se folosesc vaporii saturați sau slab supraîncălziți care, în timpul încălzirii, se condensează, cedând căldura latentă de vaporizare. Următoarele avantaje importante au determinat răspândirea largă a încălzirii cu vaporii: a) căldura mare de vaporizare în comparație cu căldura sensibilă cedată în mod obișnuit de gaze și lichide; b) coeficientul de transmitere foarte mare; c) temperatura constantă a agentului purtător de căldură în tot timpul condensării; d) posibilitatea comodă de reglare a temperaturii prin reglarea presiunii; e) înlăturarea supraîncălzirilor locale prin diferența relativ mică între temperatura agentului purtător de căldură și materialul de încălzit. Cauza care limitează folosirea încălzirii cu vaporii este dependența temperaturii de presiunea vaporilor saturați.

a) Încălzirea cu vaporii de apă este modul cel mai răspândit de încălzire în industria chimică. Vaporii de apă au, din acest punct de vedere, calități deosebite: a) căldură mare de vaporizare, la temperaturile curente de întreținere; b) coeficient foarte mare de transmitere a căldurii; c) viscozitate favorabilă; d) cheltueli reduse (necuperarea condensatului); e) nu sunt inflamabili; f) nu sunt toxici. Totuși, dependența între temperatură și presiune limitează folosirea curentă a vaporilor de apă, ca purtători de căldură, la aproximativ 200 °C.

Formele principale în care se realizează încălzirea cu vaporii de apă sunt următoarele:

α) *Încălzirea directă* cu vaporii introduși printr-o țevă perforată, sau prin injector, direct în lichidul care trebuie încălzit. Condiția limitativă este ca vaporii să nu degradeze lichidul, fie prin prezența lor, fie prin condensatul rezultat. Deaceia, încălzirea directă cu vaporii are aplicații restrânse. O aplicație caracteristică este antrenarea cu vaporii.

β) *Încălzirea cu serpentine interioare* prezintă avantajul că se poate introduce căldura în locul dorit, de exemplu acolo unde agitarea este maximă. Suprafața de încălzire poate fi mărită destul de mult (ceea ce este important pentru vasele mari) și se poate lucra cu presiuni de vaporii relativ înalte. Serpentinele constituie însă piedici în funcționarea vaselor, mai ales când rezultă paste sau depuneri solide care trebuie evacuate și curățite.

γ) *Încălzirea prin manta* înlătură acest ultim inconvenient al serpentinelor, lăsând liber întreg spațiul interior al vasului. Dar, atât peretele interior, cât și cel exterior al mantalei, trebuie să fie destul de groși pentru a rezista presiunii vaporilor din manta. Suprafața limitată a mantalei este, de obicei, insuficientă pentru încălzirea vaselor mari.

La temperaturi înalte și pentru vase cu diametru mare, grosimea necesară poate deveni prohibitivă. Din această cauză, la vase cu dimensiuni obișnuite, temperatura de încălzire nu depășește 200 °C.

Toate sistemele de încălzire cu vaporii și lichide, care urmează, au rezultat din necesitatea de a încălzi, la temperaturi destul de înalte, fără a fi nevoie de pereți prea groși (mai ales de pereți construiți din materiale neferoase, costisitoare sau rare).

δ) *Încălzirea cu serpentine îngropate*. Serpentine de oțel sunt îngropate în peretele gros, de fontă, al vasului. Dimensiunile obișnuite sunt: grosimea peretelui de fontă, 70 mm; țeava îngropată în perete, 22/34 mm; distanța între țevi, 60–100 mm. Serpentina este fracționată în mai multe porțiuni, în scopul conducerii mai elastice a încălzirii în diferitele părți ale aparatului și al unei mai bune îndepărtări a condensatului. Acest mod de încălzire se folosește până la punctul critic al vaporilor de apă (374 °C, 225 kgf/cm²). În fig. 2 este reprezentată schema unui reactor încălzit cu serpentine îngropate

în pereți. Desavantajul grosimii mari a peretelui există și la această construcție. Coeficientul de transmitere a căldurii este bun, însă s'a observat că, în decursul timpului, din cauza dilatațiilor inegale ale serpentinelor și ale fontei, se formează, între aceste două materiale, straturi subțiri, izolante, de aer, care înrăutățesc transmiterea căldurii. Răspândirea acestor aparate este din ce în ce mai restrânsă.

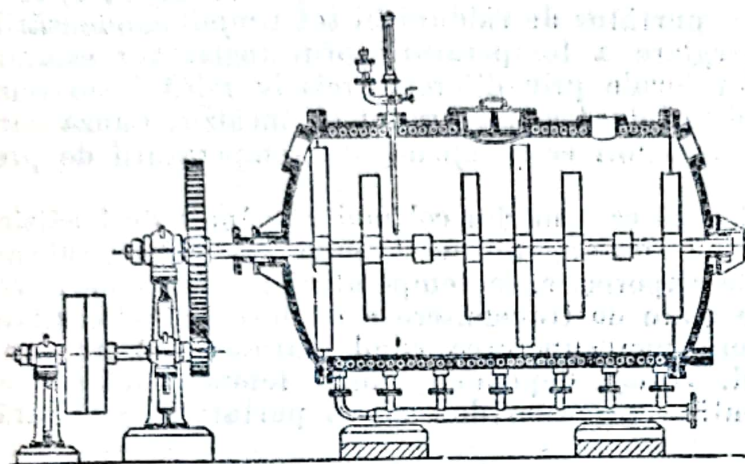


Fig. 2. Cazan orizontal încălzit prin serpentine îngropate.

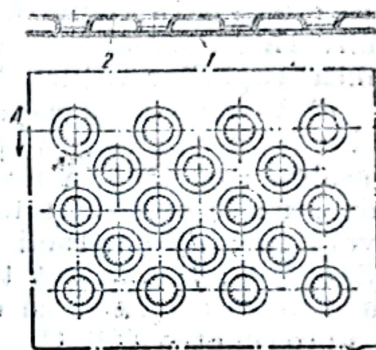


Fig. 3. Manta cu puncte de întărire:

1 — peretele aparatului; 2 — cămașă.

ε) *Încălzirea prin manta cu puncte de întărire.* Pentru a micșora grosimea pereților mantalei s'au realizat construcții (fig. 3) în care peretele exterior este, din loc în loc, adâncit și sudat de peretele interior. Toate avantajele încălzirii prin manta se mențin și, în plus, se pot atinge presiuni de vapor de 75 kgf/cm².

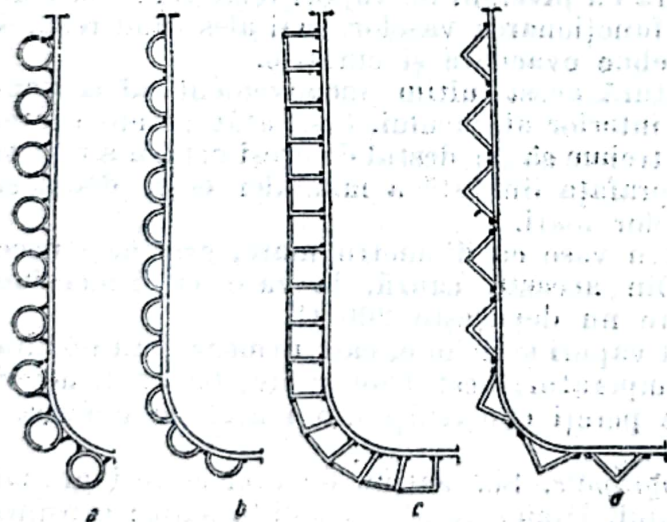


Fig. 4. Încălzire cu serpentine exterioare:

a — țevi; b — jumătăți de țevi; c și d — corniere.

Se dă exemplul unui vas de reacție, lucrând în vid și având diametrul de 2 000 mm, care trebuie încălzit cu vapor de apă de 16 kgf/cm²; cu manta normală, peretele vasului și mantaua ar fi avut 30, respectiv 27 mm grosime; prin solidarizarea mantalei de peretele vasului, după sistemul arătat aici, grosimile s'au redus la 8, respectiv la 7 mm.

ζ) *Încălzirea prin serpentine exterioare sudate de peretele aparatului* constituie o perfecționare a sistemului cu serpentine îngropate, prezentând avantajul reducerii grosimii peretelui. Se folosesc până la presiuni de 225 kgf/cm². Există diferite variante, în care țevile serpentinei sunt înlocuite cu jumătăți de țevi, corniere, etc. (fig. 4), toate tinzând să realizeze o cât mai bună transmitere a căldurii și o construcție cât mai rigidă.

7) *Încălzirea prin fascicule de țevi* (sistem tubular) este curent folosită în industria chimică. Două posibilități de utilizare sunt reprezentate în fig. 5. Se realizează o fracționare a circuitului de fluid care circulă prin țevi și o concentrare până la aproximativ $40 \text{ m}^2/\text{m}^3$ a suprafeței prin care se transmite căldura.

O variantă remarcabilă a sistemului tubular este elementul de încălzire Witkowiez (fig. 6, a), format dintr-o cameră prismatică cu secțiune pătrată în care sunt dispuse rânduri alternative de țevi paralele cu fețele prismei. Pe lângă o mare concentrație a suprafeței de încălzire, acest sistem realizează o accelerare importantă a circulației (fig. 6, b), cu rezultatul unei îmbunătățiri a transmiterii căldurii și cu evitarea eventualelor depuneri.

8) *Încălzirea prin jeturi de vapori*. Influența favorabilă a vitezei fluidului asupra coeficientului de

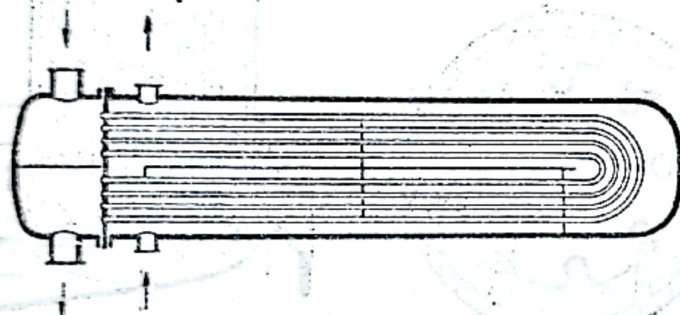


Fig. 5 a. Încălzire prin sistem tubular (țevi în U).

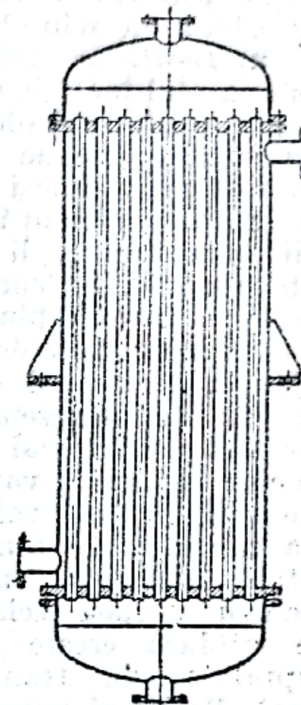


Fig. 5 b. Încălzire prin sistem tubular (țevi drepte).

transmitere este pusă în valoare la maximum, când unul sau ambele fluide între care se face schimbul de căldură, sunt proiectate sub formă de jeturi asupra suprafeței de separare. S'au realizat, astfel, valori de $k = 7\,080 \text{ kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{grd}$, între apă și vapori (numai vaporii proiectați în jeturi); de $k = 124 \text{ kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{grd}$, în încălzitoare cu aer; și de $k = 60\,000 \text{ kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{grd}$ în încălzitoare

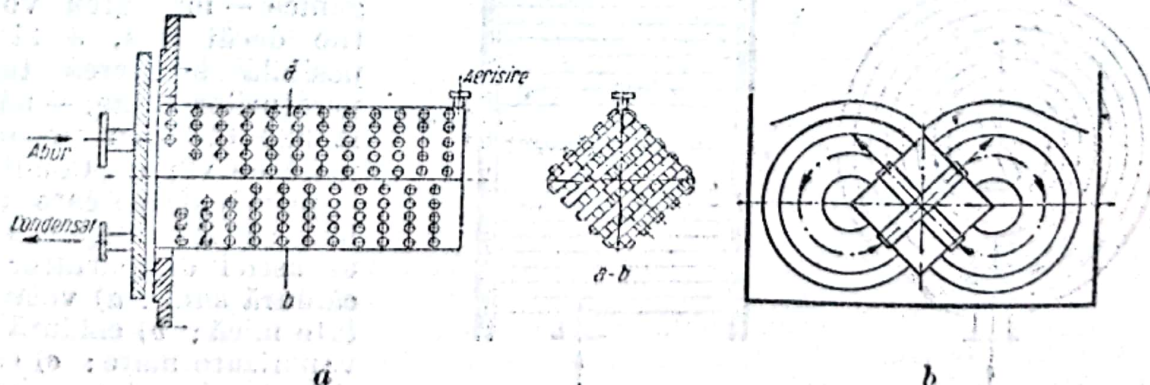


Fig. 6. Element de încălzire Witkowiez.

cu apă. În fig. 7a și 7b este reprezentată aplicarea încălzirii prin jeturi la un valț și la un schimbător de căldură.

c) *Incălzirea prin încălzitor spiral.* Schimbătorul de căldură spiral realizează o foarte mare concentrare a suprafeței de încălzire (până la $80 \text{ m}^2/\text{m}^3$), un bun coeficient de transmitere și evitarea depunerilor. El este format din două table îndoite în spirală, care, împreună cu cele două funduri, separă spațiile prin care circulă fluidele între care se face schimbul de căldură. Fig. 8 reprezintă un schimbător de căldură spiral.

x) *Incălzirea prin pompa de căldură.* Când din aparatul încălzit rezultă vapori care urmează să fie condensati (de exemplu în evaporatoare, distilatoare, coloane de rectificare), există posibilitatea de a folosi acești vapori chiar pentru încălzirea aparatului în care ei sunt formați, dacă, prin comprimare, li se ridică temperatura cu câteva grade. Se consumă energie mecanică sau electrică, de exemplu într'un turbocompresor, sau o cantitate mică de vapori proaspeți, într'un injector. Procedul este cu atât mai convenabil (consum specific mai mic de energie sau de vapori proaspeți), cu cât ridicarea necesară de temperatură este mai mică (pentru același schimb de căldură crește însă suprafața de transmitere). Pe lângă anularea sau reducerea consumului de vapori proaspeți se economisește și apa de răcire, deoarece condensarea se face chiar prin cedarea căldurii de vaporizare în aparatul încălzit.

În fig. 9 este reprezentat acest procedeu, aplicat la un evaporator.

b) *Incălzirea cu vapori de substanțe organice.* Înlocuirea vaporilor de

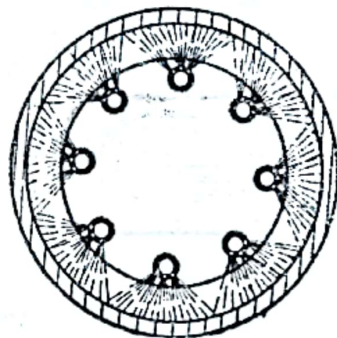
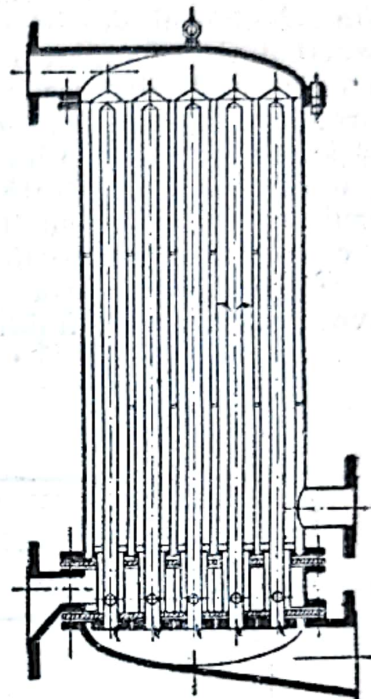


Fig. 7 Incălzire prin jeturi de vapori: a — Incălzirea unui valț; b — schimbător de căldură.

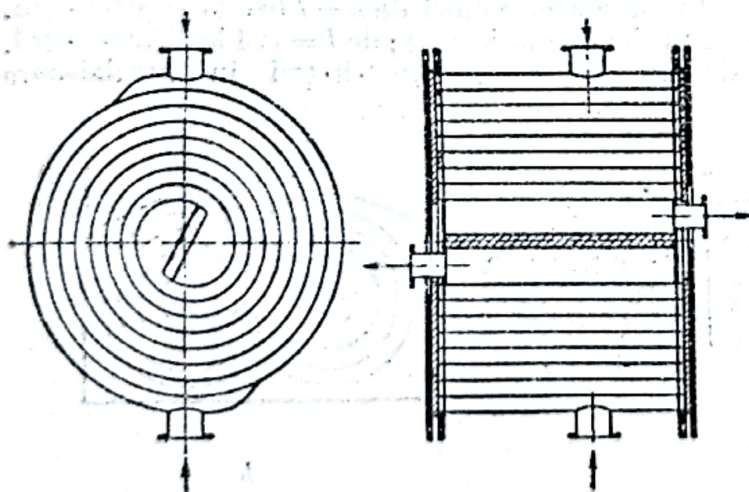


Fig. 8. Schimbător de căldură spiral.

apă, ca purtători de căldură, cu vaporii altor substanțe — în special organice — mai greu volatile decât apa, a făcut posibilă atingerea temperaturilor înalte, — până la 380°C , — cu presiuni joase de vapori. Condițiile principale pe care trebuie să le îndeplinească un astfel de purtător de căldură sunt: a) volatilitate mică; b) căldură de vaporizare mare; c) coeficient de transmitere mare; d) coeficient de conductivitate mare; e) căldură specifică mare;

f) vîscozitate mică; g) punct de topire scăzut; h) stabilitate termică;

e) lipsă acțiunii corozive asupra aparaturii și asupra conductelor; j) neinflamabilitate; k) netoxicitate.

Deși se studiază și au fost propuse mai multe substanțe, până în prezent cea mai largă răspândire ca purtător de căldură în stare de vapori saturați

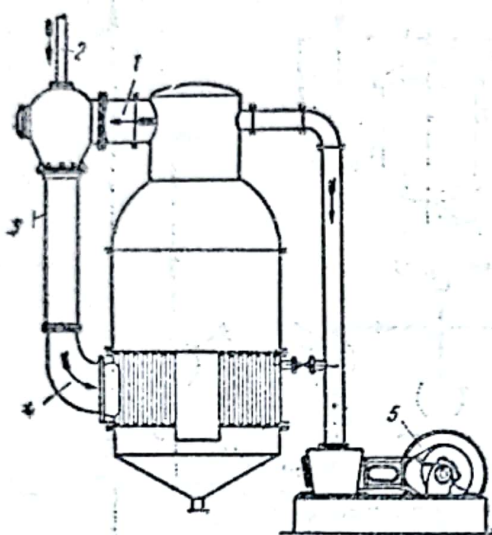


Fig. 9. Evaporator cu pompă de căldură:

1 - abur de evaporare; 2 - abur proaspăt;
3 - injector; 4 - abur comprimat;
5 - pompă umedă.

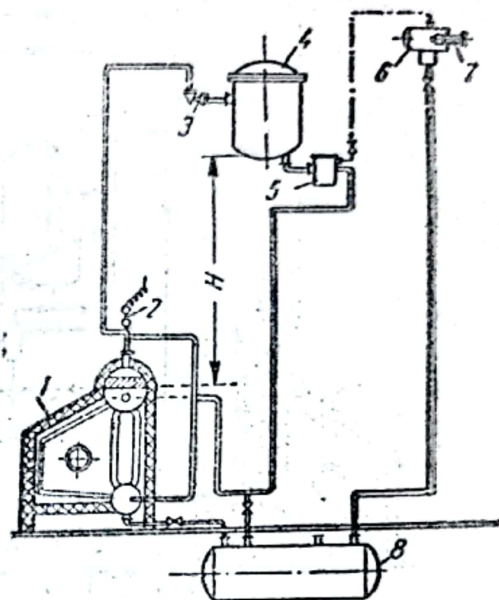


Fig. 10. Instalație de încălzire cu vapori de difenil-difenileter:

1 - aparatul care utilizează căldura; 2 - supapă de siguranță; 3 - ventil; 4 - răcitor; 5 - vas colector; 6 - aerisire; 7 - generator de vapori; 8 - separator.

sau ușor supraîncălziți o are, după apă, amestecul eutectic (cu punct minim de topire, $12,3^{\circ}\text{C}$) format din 26,5% difenil ($\text{C}_6\text{H}_5-\text{C}_6\text{H}_5$) și 73,5% difenileter ($\text{C}_6\text{H}_5-\text{O}-\text{C}_6\text{H}_5$), care îndeplinește în mare măsură condițiile expuse mai sus (câteva proprietăți sunt date în tabela 2).

În fig. 10 și 11 sunt reprezentate schemele a două instalații de încălzire cu vapori de difenil-difenileter.

În prima instalație (fig. 10), vaporii produși în generatorul 7 ajung în mantaua aparatului 1, care trebuie încălzit (între 280 și 380°C , corespunzând unei presiuni a vaporilor de difenil-difenileter, între $0,7$ și $7,1$ at). Condensatul trece prin separatorul de gaze necondensabile 8 și se întoarce prin cădere liberă în generatorul 7. Gazele necondensabile ajung în vasul 5, împreună cu gazele din manta, care au fost răcite (pentru condensarea vaporilor) în răcitorul cu aer 4. Aerisirea instalației se face prin 6. În 2 este supapa de siguranță.

Schema din fig. 11 reprezintă o instalație cu circulație forțată de difenil-difenileter. Prin pompele 6, vaporii produși în cazanul 1 încălzesc două sau mai multe aparate 3. În schemă, mantaua fiecărui aparat este despărțită în două secțiuni, fiecare prevăzută cu conducte pentru intrarea vaporilor, pentru evacuarea condensatului și pentru aerisire, în scopul de a încălzi mai mult partea superioară sau partea inferioară a vaselor. Gazele permanente sunt evacuate, de ejectorul 13, din condensatorul 12, în care intră gazele și vaporii colectați din conductele de aerisire. Instalația mai are și o rețea de amestec

difenil-difenileter lichid, rece, servind pentru răcirea aparatelor (circuitul cu linii întrerupte, acționat de pompa de circulație 10).

c) Încălzirea cu vaporii de mercur urmărește același scop ca și încălzirea cu vaporii substanțelor organice greu volatile, de a obține purtătorul de căldură în stare de vaporii saturați la temperaturi înalte, dar la presiuni joase.

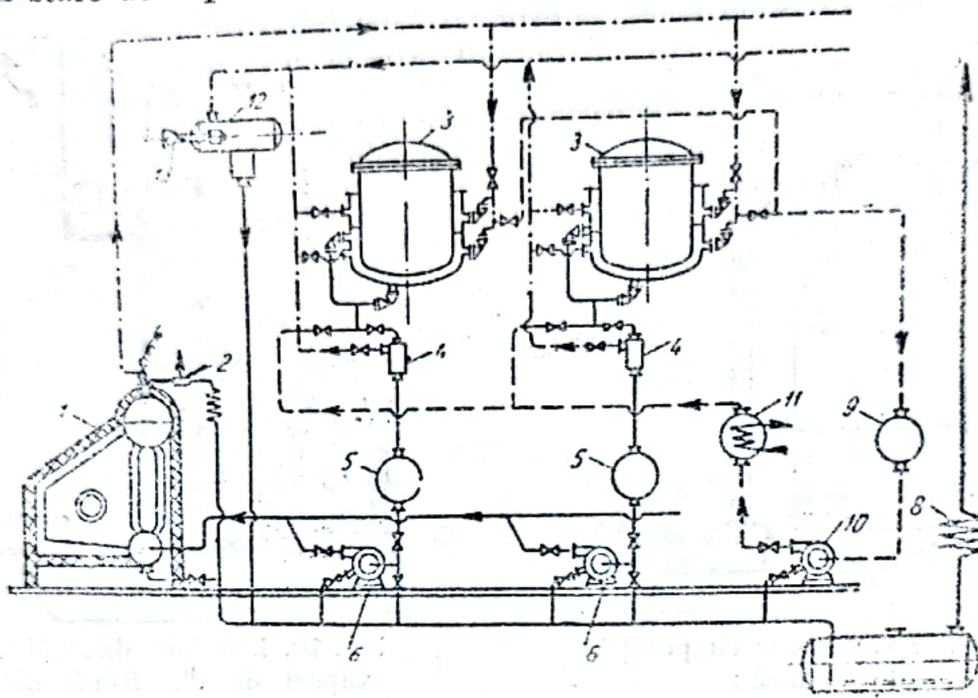


Fig. 11. Instalație de încălzire cu vaporii de difenil — difenileter cu circulația forțată a condensatului:

1 — generator de vaporii; 2 — supapă de siguranță; 3 — aparate pentru încălzire; 4 — separatoare; 5 — vase pentru colectarea condensatului; 6 — pompe pentru circulația condensatului; 7 — vas de depozitare pentru amestecul difenil — difenileter pentru răcire; 8 — răcitor cu aer; 9 — rezervor; 10 — pompă pentru circulația amestecului difenil-difenileter pentru răcire; 11 — răcitor cu apă; 12 — condensator; 13 — ejector.

Datorită proprietăților sale termodinamice favorabile, mercurul este studiat și adoptat, ca purtător de căldură, în unele centrale termoelectrice moderne. În industria chimică încălzirea cu mercur este rar aplicată. Mercurul are stabilitate termică mare și presiuni joase la temperaturi înalte. Coeficientul de transmitere al mercurului este însă relativ mic, deoarece el nu „udă” metalele. Toxicitatea vaporilor și costul ridicat al mercurului constituie, de asemenea, desavantaje importante.

Încălzirea cu purtători de căldură în stare lichidă

Lichidele sunt folosite ca purtători de căldură, fie sub formă de baie ca intermediar între gazele de ardere (foc direct) și aparatul de încălzit, fie într'un circuit închis între un generator de căldură și aparatul de încălzit. Ambele forme au scopul unei încălziri menajate și reglabile a aparatelor chimice. Ultima formă se impune atunci când în aparat se tratează materiale inflamabile.

Avantajul principal al încălzirii cu purtători de căldură lichizi derivă din volumul specific redus și din căldura specifică mare a lichidelor, din care

rezultă circuite formate din conducte relativ subțiri, putând suporta presiuni înalte.

Încălzirea cu băi lichide se utilizează pentru temperaturi inferioare punctului de fierbere al lichidului sub presiunea atmosferică, astfel încât pierderea de lichid prin vaporizare să nu fie importantă; dacă se lucrează la temperaturi apropiate de punctul de fierbere, trebuie să se prevadă băi închise sau vase cu manta prevăzute cu refrigerente pentru condensarea vaporilor.

Încălzirea cu circulația purtătorului de căldură se poate face și sub presiune, ajungându-se până la condițiile punctului critic.

a) Încălzirea cu apă caldă până la 80°C se face la presiunea atmosferică. Peste această temperatură, până la temperatura

critică (374°C corespunzând la 225 kgf/cm^2), se lucrează cu apă sub presiune (procedeul este impropriu numit încălzire cu apă supraîncălzită). Ca aparatură se folosesc sistemele descrise la încălzirea cu vaporii. În fig. 12 este reprezentată schema unei instalații de încălzire cu apă caldă sub presiune.

b) Încălzirea cu uleiuri minerale se folosește sub formă de băi sau în sistem de circulație, pentru temperaturi până la 300°C . Temperatura maximă este limitată de sensibilitatea (descompunerea) termică a uleiului. Viscositatea relativ mare din care rezultă și un coeficient mic de transmitere (sub $500 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{grd}$), cum și necesitatea unei circulații active și neîntrerupte pentru evitarea supraîncălzirii și a descompunerii uleiului sunt, de asemenea, condiții restrictive care limitează aplicațiile încălzirii cu uleiuri minerale.

c) Încălzirea cu lichide organice definite. În ultimii ani, mai multe substanțe organice au fost propuse și folosite industrial ca purtători de căldură lichizi pentru temperaturi între 200 și 400°C , de exemplu: difenilul, difeniletterul, amestec eutectic de difenil și difeniletter, naftalina, tetraclordifenilul (aroclor 1428), glicerina, siliconii.

Proprietățile celor trei substanțe mai importante din acest punct de vedere sunt date în tabela 2, în comparație cu proprietățile apei.

Încălzirea cu amestec difenil — difeniletter lichid se poate face până la 200°C , fără pierderi apreciabile prin evaporare¹⁾. Pentru temperaturi între 200 și 250°C (punctul de fierbere sub 760 mm col. Hg), instalația trebuie prevăzută cu refrigerent pentru recuperarea vaporilor rezultați. La $0,7 \text{ kgf/cm}^2$

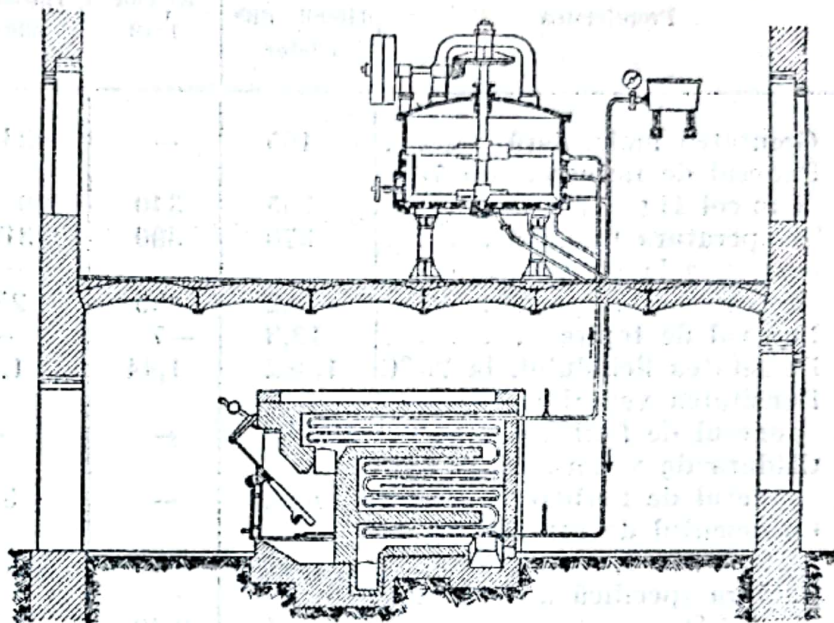


Fig. 12. Încălzirea cu apă caldă sub presiune.

¹⁾ Pentru formulele pentru transmiterea căldurii când se folosește amestecul difenil-difeniletter și proprietățile purtătorilor de căldură organici, v. C a g a n Z. C. și C e c e t c h i n A. V. p. 36 și 37.

Tabela 2

Proprietățile purtătorilor de căldură lichizi

Proprietatea	Amestec ¹⁾ difenil – difenileter	Aroclor 1248	Tetraaril- silicat	Apă	Unități
Greutatea moleculară	165	—	423	18	g/mol
Punctul de fierbere, sub 760 mm col Hg	255	340	420–440	100	°C
Temperatura maximă	370	300	315	374	°C
Presiunea la temperatura maximă	6,2	0,5	25,9	225	kgf/cm ²
Punctul de topire	12,3	–7	–40	0	°C
Densitatea lichidului, la 20°C	1,062	1,44	1,145	0,998	kg/dm ³
Densitatea vaporilor la punctul de fierbere	3,8	—	—	0,579	kg/m ³
Căldura de vaporizare la punctul de fierbere	68,2	—	35	540	kcal/kg
Coeficientul de conductivi- tate termică, la 20°C . . .	0,12	0,09	0,11	0,51	kcal/m · h · grd
Căldura specifică a lichidului la 150°C	0,51	0,49	0,53	1,073	kcal/kg · grd
Viscozitatea dinamică a li- chidului, la 150°C	0,61	1,5	3,92	0,19	cP
Punctul de aprindere	112	195	277	—	°C

¹⁾ Amestec 26,5% difenil și 73,5% difenileter.

se atinge temperatura de 280°C; această presiune se obține ușor ținând instalația sub presiunea unei coloane de lichid (difenil – difenileter) de 6,6 m.

Pentru temperaturi mai înalte se poate lucra cu lichid sub presiune, dar se recomandă să se folosească încălzirea cu vaporii ²⁾.

În fig. 13 și 14 sunt date două exemple de instalații de încălzire cu difenil – difenileter lichid.

În fig. 13 este reprezentată o instalație simplă de încălzire cu amestec lichid de difenil – difenileter, la presiunea atmosferică, cu circulația lichidului prin termosifon. Purtătorul de căldură circulă, în circuit închis, prin generatorul de căldură 1, mantaua vasului de încălzit 2, și, înapoi, în generator. În punctul cel mai înalt al instalației este vasul de expansiune 3, care comunică cu atmosfera prin răcitorul cu aer 4 (care condensează vaporii de difenil – difenileter). Regulatorul 11 variază cantitatea de combustibil introdusă în focar în funcție de cantitatea de căldură necesară în vasul de încălzit. Instalația este completată cu posibilitatea de răcire cu apa care intră prin ventilul 8, circulă prin serpentina 5, din interiorul mantalei, și se evacuează prin separatorul 6 și vasul de observare 7.

¹⁾ V. cap. Alegerea temperaturii optime a purtătorilor de căldură organici pentru instalații industriale, Căgan Z. C. și Cecetchin A. V., p. 81.

Instalația reprezentată în fig. 14 funcționează cu amestec difenil-difenileter lichid sub presiune. Circulația lichidului cald este asigurată de pompa 1, iar presiunea este menținută cu ajutorul unui gaz inert (azot sau bioxid

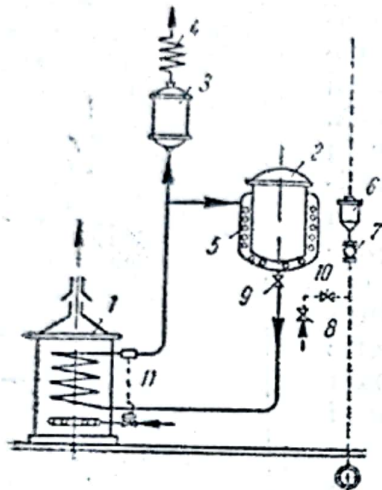


Fig. 13. Instalația de încălzire cu amestec difenil-difenileter lichid :

1 - generator de căldură; 2 - aparat de încălzit; 3 - vas de expansiune; 4 - răcitor cu aer; 5 - serpentină de răcire; 6 - separator; 7 - lanternă; 8 - ventil pentru intrarea apei de răcire; 9 - ventil de reglare al opririi; 10 - ventil de golire; 11 - termoregulator.

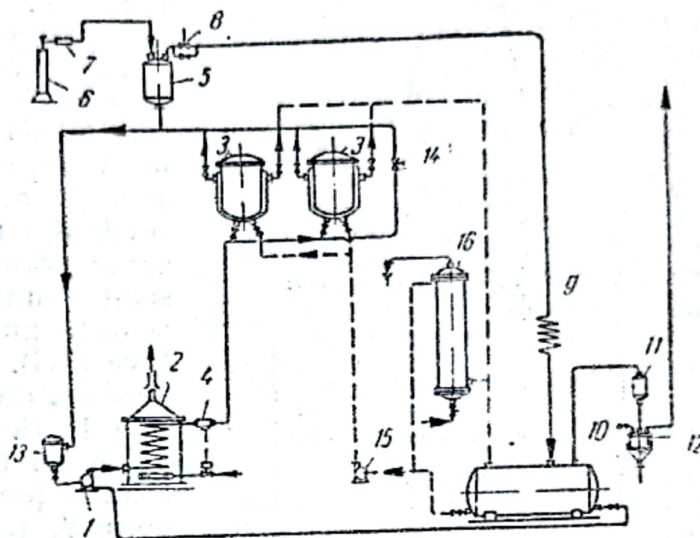


Fig. 14. Instalație de încălzire cu amestec difenil-difenileter lichid sub presiune și cu circulație forțată :

1 - pompă pentru circulația amestecului cald; 2 - generator de căldură; 3 - aparatele de încălzit; 4 - termoregulator; 5 - vas de expansiune; 6 - bombă cu gaz inert; 7 - ventil de reducere; 8 - ventil de siguranță; 9 - răcitor cu aer; 10 - rezervor; 11 - vas; 12 - lanternă cu lichid de închidere inert (exemplu ulei de parafină); 13 - filtru cu sită; 14 - ventil; 15 - pompă pentru lichidul rece; 16 - răcitor cu apă.

de carbon) din bomba 6. Pentru răcire, instalația are un circuit de amestec difenil-difenileter răcit cu apă în răcitorul 16.

d) Încălzirea cu săruri topite. Se folosește pentru temperaturi între 400 și 550 °C. Sunt recomandate următoarele amestecuri eutectice de azotiți-azotați: 1) amestecul binar: 45% NaNO_2 + 55% KNO_3 , și 2) amestecul ternar: 40% NaNO_2 + 7% NaNO_3 + 53% KNO_3 . Proprietățile amestecului ternar sunt date în tabela 3.

Tabela 3

Proprietățile amestecului ternar

Temperatura maximă	550	°C
Presiunea la temperatura maximă	1	kgf/cm ²
Punctul de topire	142	°C
Densitatea la 150 °C	1,97	kg/l
Căldura specifică la 150 °C	0,373	kcal, kg, grd
Viscozitatea la 150 °C	17,72	cP

Temperatura relativ înaltă de topire și pericolul de explozie, când în amestecul topit pătrund substanțe organice din spațiul încălzit sau din afară, constituie inconveniente importante.

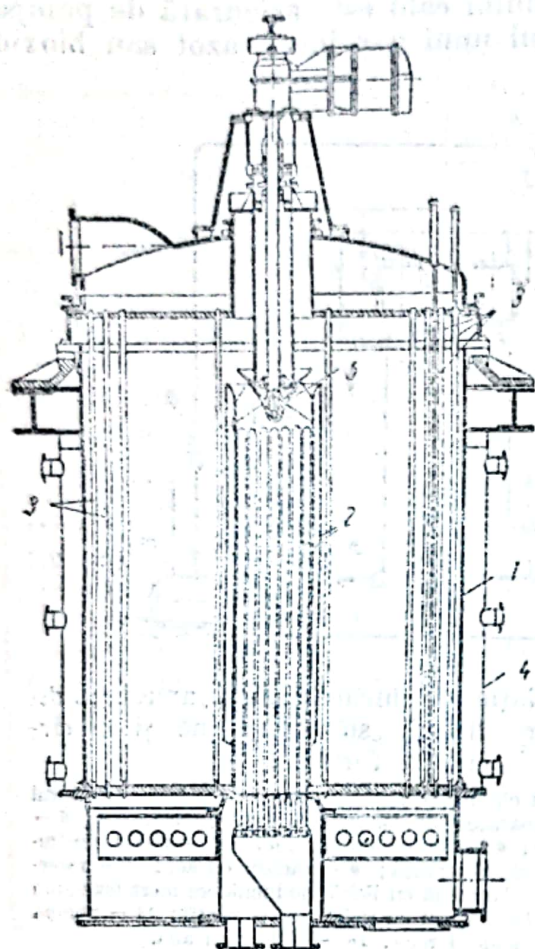


Fig. 15. Reactor catalitic cu baie de săruri topite:

1 — corpul aparatului; 2 — tuburi îndoită răcite cu aer; 3 — țevi cu catalizator; 4 — manta; 5 — elice pentru circulația topiturii.

Aparatul din fig. 15 servește pentru reacții catalitice sensibile la variații de temperatură. Reacția are loc în țevile 3, cu catalizator granulat (în schiță sunt reprezentate numai câteva țevi). Căldura produsă de reacție este luată de baie de săruri topite și cedată țevilor îndoită 2, răcite cu aer. Circulația topiturii este asigurată de elicea 5.

c) Încălzirea cu băi de metale topite nu este folosită în industria chimică decât în mod cu totul excepțional. Aceste băi sunt amestecuri de plumb (punctul de topire 327°C) și antimoniu (punctul de topire 630°C).

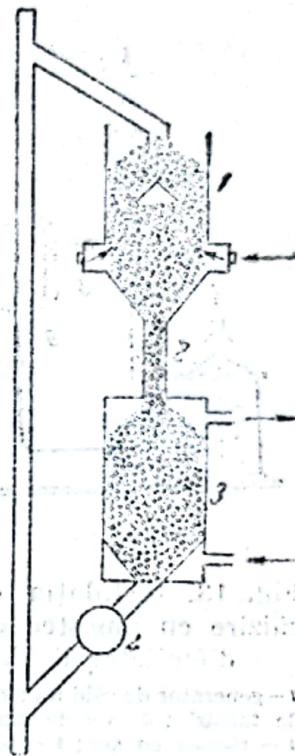


Fig. 16. Schema procedurii thermofor:

1 — generator de căldură; 2 — gât de separare; 3 — spațiu de încălzire sau de reacție; 4 — regulatorul debitului de bile; 5 — elevator pentru bile.

Încălzirea cu purtători de căldură în stare solidă

Afară de forma simplă a băilor cu nisip, în ultimul timp au fost introduse în industria chimică procedee folosind bile și pulberi în circulație, cu avantaje dintre cele mai importante.

a) **Procedeul thermofor (încălzire cu bile).** În toate procedeele precedente de încălzire, purtătorul de căldură era un fluid (gaze, vapori sau lichide). Pentru încălziri la temperaturi înalte, lichidele nu pot fi luate în considerare, iar gazele prezintă desavantajul capacității calorice reduse și al coeficientului mic de transmitere. Când încălzirea trebuie să fie indirectă, peretele ceramic gros micșorează, și el, mult, coeficientul total de transmitere.

Procedeul thermofor se caracterizează prin folosirea unui purtător de căldură solid în formă de bile de material refractar (oțel, cuarț, silimanit, șamotă, corund, dolomit, magnezit, cărbune, alumină). Bilele trebuie să aibă mare rezistență termică, mecanică și chimică, cum și o căldură specifică mare.

Instalația (fig. 16) constă dintr'un generator de căldură 1, în care bilele sunt încălzite direct, prin arderea unui gaz combustibil cu aer și din care

bilele cad prin gâtul cilindric subțire 2, în spațiul 3, unde căldura bilelor este utilizată pentru încălzirea unui gaz sau pentru o reacție chimică la temperaturi înalte; bilele parțial răcite cad prin regulatorul 4, într'un elevator 5, care le ridică din nou în generatorul de căldură.

Gâtul dintre generatorul de căldură și spațiul de încălzire sau de reacție separă destul de bine gazele din aceste două spații. Când se cere o separare și mai bună se introduce, la jumătatea gâtului, un gaz inert cu debit mic, dar suficient pentru a împiedica gazele să treacă dintr'un spațiu în celălalt.

Bilele au diametrul până la 20 mm (de obicei între 5 și 12 mm). În unele procese, suprafața bilelor are și acțiune catalitică.

Avantajele procedurii thermofor:

a) Încălzirea directă a spațiului de reacție și, totuși, fără introducerea unui gaz care ar dilua sau ar impurifica reactanții. Încălzirea directă evită obstacolele termice dela gazele de încălzire la perete și prin pereții gros ceramic; se lucrează cu coeficienți totali de transmitere de peste $15 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{grd}$.

b) Suprafața prin care se transmite căldura, egală cu suprafața bilelor, și anume:

Diametral mm	5	10	15	20
Suprafața m^2/m^3	720	360	240	180

este excepțional de mare, chiar dacă se compară cu concentrarea suprafeței de încălzire de $80 \text{ m}^2/\text{m}^3$ a schimbătorului spiral.

c) Temperatura maximă de încălzire este limitată numai de refractaritatea bilelor și a pereților.

b) Pulberi, ca purtători de căldură, sunt folosite în procedeul fluidizării¹⁾, cu importante aplicații industriale și cu alte aplicații, în curs de dezvoltare.

În diferite variante, fluidizarea se aplică în multe procedee industriale, catalitice sau necatalitice, la temperaturi înalte, în special atunci când se impune menținerea temperaturii de reacție între limite strânse.

Pulberea poate fi un simplu agent purtător de căldură, dar poate avea și acțiune catalitică sau poate lua parte ca reactant în reacție.

5. Încălzirea electrică²⁾

Energia electrică poate fi transformată în căldură, prin: 1) trecerea printr'o rezistență; 2) transformarea în energie radiantă infraroșie; 3) inducție cu frecvență înaltă, medie și joasă; 4) străbaterea unui dielectric; 5) arc electric. Avantajele încălzirii electrice sunt: a) reglarea precisă, rapidă și ușoară, manuală sau automată, a energiei introduse și a temperaturii; b) posibilitatea de a introduce căldura în locul dorit; c) lipsa unui purtător material de căldură și, ca urmare, posibilitatea încălzirii directe, fără impurificarea spațiului de lucru; d) limitarea temperaturii maxime numai de izolarea și de refractaritatea sistemului încălzit fac ca încălzirea electrică să fie încălzirea cea mai bună și în industria chimică. Totuși, prețul ridicat al energiei electrice îi limitează aplicațiile numai la acelea în care alte procedee de încălzire nu pot fi adoptate.

a) Încălzirea prin rezistențe electrice este directă sau indirectă, după cum rezistența este chiar corpul de încălzit sau formează elemente încălzitoare ceramice și metalice dela care căldura se transmite, apoi, materialului,

¹⁾ A se vedea secțiunea „Fluidizarea”.

²⁾ V. și secțiunea „Cuptoare Industriale”.

prin radiație, convecție sau conductivitate. Exemple de încălzire electrică directă prin rezistență: fabricarea carburii de siliciu, a electrografitului, topirea sticlei (rezistența sticlei la 1 200 °C scade până la 4,5 Ω mm²/m).

Elemente încălzitoare pentru încălzirea electrică indirectă se construiesc în cele mai variate forme, astfel:

a) Conductorii metalici, în formă de fire sau de benzi de nichel-crom, rezistenți până la 1 150 °C, cu o solicitare superficială de până la 15 000 kcal/m²·h la 1 000 °C și, de platină, pentru temperaturi până la 1 600 °C.

b) Bastoane și tuburi de silit, rezistente până la 1 450 °C, cu o solicitare superficială de 100 000–200 000 kcal/m²·h, și cu o durată de funcționare de 1 000–2 000 ore.

c) Tuburi, creuzete, plăci de grafit pentru temperaturi peste 1 400 °C și grăunți de cărbune (cryptol) până la 2 300 °C.

b) Încălzirea prin radiații infraroșii se aplică, în special, pentru încălzirea suprafețelor la temperaturi sub 300 °C (uscarea suprafețelor vopsite sau impregnate, uscarea granulelor).

Radiațiile sunt date de lămpi sau de radiatoare speciale, prevăzute cu reflectoare. Prin concentrarea energiei radiante asupra suprafeței de încălzit și prin controlul ușor al temperaturii, durata de uscare se scurtează (uneori numai la câteva procente) față de cea necesară la uscarea prin convecție.

c) Încălzirea prin curenți de inducție a fost introdusă de curând în industria chimică. Se folosește direct curentul normal cu frecvență de 50 per/s. Bobinele primare se fixează, prin mase izolante și refractare, pe peretele de oțel al vasului de încălzit.

Curenții de inducție care se nasc produc căldură direct în peretele vasului. Se pot atinge temperaturi de 400 °C și solicitări superficiale până la 30 W/cm², iar căldura transmisă depinde numai de coeficientul de transmitere dela perete la materialul din vas. Feretele de fier se poate placa cu materiale rezistente la coroziune. Se menționează exemplul unui vas de oțel, placat cu remanit, cu volumul de 8,5 m³ și cu diametrul de 1900 mm, încălzit în două zone cu un curent de 143 kW; diferența de temperatură între mijlocul vasului și perete este de 7 °C. Au fost construite cu încălzire prin inducție: reactoare catalitice, preîncălzitoare, autoclave fixe și rotative (acestea din urmă, cu bobinele primare fixe).

d) Încălzirea dielectrică se aplică numai corpurilor rele conducătoare de electricitate (dielectrice). Dacă astfel de corpuri sunt introduse între plăcile unui condensator la care se aplică un curent electric de frecvență foarte înaltă (10⁶–10⁸ per/s) ele se încălzesc uniform în toată masa lor.

Încălzirea dielectrică se folosește deocamdată până la 150 °C.

Au fost construite unități până la 300 kW. Într-o unitate de 45 kW și 2·10⁶ per/s între electrozi de aluminiu de 445×135 și 405×450 s'a reușit să se coacă pâinea în două, respectiv, șapte minute.

Aplicații: uscarea lemnului, lipirea furnirului, încălzirea materiilor plastice la presare, sudura sticlei, vulcanizarea cauciucului, sterilizarea și desinsectizarea produselor alimentare.

e) Încălzirea prin arc electric permite o mare concentrare de energie într'un spațiu mic. Se ating temperaturi până la 3 000 °C. Cu mari încărcări anodice (40 A/cm²) și în condiții speciale s'a ajuns până la aproape de 11 000 °C (peste temperatura de fierbere a grafitului).

Arcul electric poate fi suflat printr'un curent de gaz sau deviat prin câmp magnetic, obținându-se arcuri întrerupte de diferite forme (de exemplu: discuri cu diametrul mai mare decât 1 m), aplicate la reacții în fază gazoasă (oxid de azot, acetilenă), în special atunci când gazele trebuie încălzite brusc și pentru scurt timp, la temperaturi înalte.

XVIII. SCHIMBĂTOARE DE CĂLDURĂ

GENERALITĂȚI

Aproape toate aparatele care utilizează căldură în industria chimică au rolul de a scoate căldura dintr'un fluid și de a o ceda unui alt fluid; ele sunt deci schimbătoare de căldură.

În principiu, schimbătoarele de căldură sunt formate dintr'o suprafață separatoare, având de o parte și de alta fluide între care se face schimbul de căldură. Uneori, suprafața separatoare dintre fluide nu există și schimbul de căldură (de obicei însoțit și de schimb de substanțe sau amestec între substanțe) se face prin contactul direct între faze.

După forma generală a aparatului, dar mai ales după scopul urmărit schimbătoarele de căldură au diferite numiri. În tabela 1 sunt indicate aparatele principale din această categorie.

În această secțiune sunt descrise numai *schimbătoarele de căldură propriu zise*: preîncălzitoarele și răcitoarele. Celelalte aparate sunt descrise în secțiunile respective.

Problema principală pe care trebuie să o rezolve schimbătoarele de căldură din punctul de vedere al construcției, este să realizeze un schimb cât mai intens de căldură, cu o cât mai mică pierdere de presiune a fluidelor. Uneori pierderea de presiune nu prezintă importanță (de exemplu: răcirea unui fluid care iese dintr'o instalație de presiune înaltă); de cele mai multe ori însă, presiunea lichidului corespunde înălțimii limitate a rezervorului sau presiunii de pompare și este necesar să se găsească soluția cea mai rațională din punct de vedere economic.

TRANSMITEREA CĂLDURII LA TEMPERATURI VARIABILE

În considerațiile din secțiunea „Transmiterea căldurii”, s'a presupus că temperaturile sunt constante sau, cel puțin, că diferența temperaturilor între care se transmite căldura, este constantă. Dar scopul și efectul obișnuit al transmiterii căldurii constau tocmai în schimbarea temperaturilor.

Un exemplu de încălzire la temperaturi constante este încălzirea unui evaporator în care un lichid este vaporizat prin fierbere cu ajutorul vaporilor saturați care se condensează. Un exemplu de încălzire în care diferența de temperatură rămâne constantă, deși temperaturile variază, este dat la p. 795.

În marea majoritate a cazurilor, temperaturile și diferența temperaturilor sunt variabile. Variația poate fi *în timp* (de exemplu când apa dintr'un cazan este încălzită cu foc direct sau cu abur) sau *în spațiu* (de exemplu răcirea apei într'o serpentină). În primul caz, la un moment dat, toată cantitatea de lichid din cazan (presupunând că lichidul este bine amestecat) are aceeași temperatură; în momentul următor, temperatura lichidului se schimbă; temperaturile variază deci continuu, variația tinzând să anuleze diferența de temperatură care produce încălzirea sau răcirea; regimul se numește *nestaționar*. În al doilea caz, lichidul se răcește în timpul curgerii prin serpentină; în fiecare punct dealungul serpentinei, lichidul are o anumită temperatură pe care o menține atât timp cât condițiile curgerii nu se schimbă; regimul se numește *staționar*. Desigur, există cazuri când cele două variații în timp și în spațiu sunt simultane (v. exemplul dela p. 800).

Tabela 1

Schimbătoare de căldură

Numele aparatului	Schema de principiu		Scopul
Schimbător de căldură (propriu zis) sau Recuperator de căldură	Fluid rece care trebuie încălzit	Fluid cald care trebuie răcit	Încălzirea fluidului rece și răcirea fluidului cald
Preîncălzitor	Fluid rece care trebuie încălzit	Fluid cald care se răcește	Încălzirea fluidului rece
Răcitor	Fluid rece care se încălzește	Fluid cald care trebuie răcit	Răcirea fluidului cald
Radiator (calorifer)	Aer care trebuie încălzit	Abur sau apă caldă care se răcește	Încălzirea aerului
Cazan de abur	Lichid (apă) de transformat în vapori	Gaze de ardere calde care se răcesc	Obținerea vaporilor prin fierberea unui lichid (de obicei apă)
Instalație frigoriferă	Lichid care se vaporizează	Fluid care trebuie răcit	Răcirea fluidului
Uscător	Lichid (apă) care trebuie vaporizat	Aer care se răcește și se umezește	Indepărtarea lichidului (apei) din materiale solide, prin vaporizare
Turn de răcire	Apă caldă care trebuie răcită	Aer care se încălzește și se umezește	Răcirea apei calde
Condensator de suprafață de amestec	Apă de răcire	Vapori care trebuie condensați	Condensarea vaporilor
	Apă de răcire	Vapori care trebuie condensați	Condensarea vaporilor
Evaporator	Lichid care fierbe	Abur care se condensează	Concentrarea lichidului (soluției) prin vaporizare (fierbere)
Coloană de rectificare	Lichid volatil care trebuie vaporizat	Vapori grei care trebuie condensați	Vaporizarea componentului volatil (ușor) din lichid și condensarea celui greu din vapori

1. Regim nestaționar : variația temperaturilor în timp

Cercetarea matematică a proceselor nestaționare este, în general, dificilă, și deaceia se introduce simplificări care uneori fac ca rezultatele să fie inacceptabile. În cele ce urmează se va studia următorul caz particular :

Schimbul de căldură între un lichid cald 1 și un lichid rece 2, separate printr'un perete; fiecare lichid este bine amestecat, pentru uniformizarea temperaturii; pierderile de căldură spre exterior se neglijează.

Notatii :

- c_1 — este căldura specifică a lichidului cald, în kcal/kg.grd;
- c_2 — căldura specifică a lichidului rece, în kcal/kg.grd;
- k — coeficientul total de transmitere, în kcal/m².h.grd;
- m — mărime definită de relația (1), în grd/kcal;
- q — căldura transmisă până la timpul τ , în kcal;
- t_1 — temperatura lichidului cald la momentul τ , în °C;
- t_2 — temperatura lichidului rece la momentul τ , în °C;
- t'_1 — temperatura inițială a lichidului cald, în °C;
- t'_2 — temperatura inițială a lichidului rece, în °C;
- G_1 — cantitatea de lichid cald, în kg;
- G_2 — cantitatea de lichid rece, în kg;
- S — suprafața prin care se face schimbul de căldură, în (m²);
- τ — timpul, în h;
- $\Delta t = t_1 - t_2$ — diferența de temperatură la timpul τ , în grd;
- $\Delta t' = t'_1 - t'_2$ — diferența inițială de temperatură, în grd;
- Δt_m — media logaritmică a diferențelor de temperatură, definită de ecuația (13), în grd.

Temperaturile inițiale t'_1 și t'_2 ale lichidelor variază în timp, tinzând să se egaleze. La momentul τ , când lichidele au temperaturile t_1 , respectiv t_2 , căldura transmisă într'un interval scurt de timp $d\tau$ este :

$$dq = kS (t_1 - t_2) d\tau \quad (1)$$

Ținând seamă de faptul că această căldură este cedată de lichidul cald lichidului rece, se poate scrie :

$$dq = -G_1 c_1 dt_1,$$

$$dq = G_2 c_2 dt_2,$$

sau

$$dt_1 = -\frac{dq}{G_1 c_1} ; dt_2 = \frac{dq}{G_2 c_2} \quad (2)$$

Scăzând :

$$dt_1 - dt_2 = d(t_1 - t_2) = -\left(\frac{1}{G_1 c_1} + \frac{1}{G_2 c_2}\right) dq = -mdq, \quad (3)$$

în care

$$m = \frac{1}{G_1 c_1} + \frac{1}{G_2 c_2} \quad (4)$$

Eliminând pe dq între relațiile (1) și (3), rezultă

$$\frac{d(t_1 - t_2)}{t_1 - t_2} = -mks \, d\tau \quad (5)$$

care, integrată dela timpul $\tau = 0$ (când temperaturile au fost t'_1 și t'_2) la timpul τ (temperaturile t_1 și t_2):

$$\int_{t'_1 - t'_2}^{t_1 - t_2} \frac{d(t_1 - t_2)}{t_1 - t_2} = -mkS \int_0^\tau d\tau \quad (6)$$

sau

$$\ln \frac{t_1 - t_2}{t'_1 - t'_2} = \ln \frac{\Delta t}{\Delta t'} = -mkS\tau. \quad (7)$$

Diferența temperaturilor Δt la un moment oarecare τ este:

$$\Delta t = \Delta t' e^{-mkS\tau} \quad (8)$$

Rezultă că, după un timp foarte lung, $\Delta t = 0$ și $t_1 = t_2$.

Integrând ecuația (3) sub forma:

$$dq = - \frac{d(t_1 - t_2)}{m} \quad (9)$$

se obține:

$$q = - \frac{1}{m} [(t_1 - t_2) - (t'_1 - t'_2)] = - \frac{1}{m} (\Delta t - \Delta t'). \quad (10)$$

Eliminând pe m între relațiile (7) și (10), rezultă:

$$q = kS \frac{\Delta t - \Delta t'}{\ln \frac{\Delta t}{\Delta t'}} \tau \quad (11)$$

sau

$$q = kS \Delta t_m \tau, \quad (12)$$

în care

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t - \Delta t'}{\ln \frac{\Delta t}{\Delta t'}} = \frac{\Delta t - \Delta t'}{2,3 \lg \frac{\Delta t}{\Delta t'}} \quad (13)$$

este *media logaritmică a diferențelor de temperatură*.

Din ecuația (12) rezultă că, în acest caz de transmitere a căldurii cu temperaturi variabile și regim nestăionar, se aplică ecuația generală, cu deosebirea că, în locul diferenței de temperatură, se ia diferența medie logaritmică a diferențelor de temperatură.

Exemplu. Să se determine temperaturile lichidelor după 90 de minute și căldura transmisă între două lichide separate printr'un perete, în condițiile arătate la punctele 1-9 d.n. tabela alăturată.

1	Cantitatea de lichid cald	G_1	3 000	kg	Data
2	Cantitatea de lichid rece	G_2	2 000	kg	Data
3	Căldura specifică a lichidului cald	c_1	1,0	kcal/kg·grd	Data
4	Căldura specifică a lichidului rece	c_2	1,1	kcal/kg·grd	Data
5	Temperatura inițială a lichidului cald	t'_1	95	°C	Data
6	Temperatura inițială a lichidului rece	t'_2	20	°C	Data
7	Coefficientul total de transmitere	k	400	kcal/m·h·grd	Data
8	Suprafața de transmitere	S	2	m ²	Data
9	Timpul	τ	1,5	h	90 min, dat
10	Mărimea m	m	0,000787	grd/kcal	Ecuatia (4)
11	$\lg (\Delta t / \Delta t')$		1,589	—	— (10)·(7)·(8)·(9)/2,3
12	$\lg (\Delta t / \Delta t'')$		0,411	—	Tab. log.
13	$\Delta t / \Delta t'$		0,383	—	(5) — (6)
14	Diferența inițială a temperaturilor	$\Delta t'$	75	grd	(12)·(13)
15	Diferența temperaturilor după 90 minute	Δt	29,1	grd	Ecuatia (13)
16	Media logaritmică a diferenței de temperatură	Δt_m	48,6	grd	(7)·(8)·(15)·(9)
17	Căldura transmisă în 90 minute . .	q	58 320	kcal	(16)/(1)·(3)
18	Scăderea temperaturii lichidului cald	$\Delta t_1 = t'_1 - t_1$	19,4	grd	(5) — (17)
19	Temperatura lichidului cald după 90 minute	t_1	75,6	°C	(16)/(2)·(4)
20	Creșterea temperaturii lichidului rece	$\Delta t_2 = t_2 - t'_2$	26,5	grd	(6) + (19)
21	Temperatura lichidului rece după 90 minute	t_2	46,5	°C	(18) — (20) = (14)
	Diferența de temperatură după 90 minute (verificare)	Δt	29,1	grd	

2. Regim staționar: variația temperaturilor în spațiu

Exemplul clasic al transmiterii de căldură la temperaturi variabile în regim staționar îl reprezintă schimbătorul de căldură format din două țevi concentrice prin care curg două fluide; transmiterea de căldură se face numai prin țeava centrală (țeava exterioară este considerată izolată destul de bine pentru a putea neglija pierderile de căldură spre exterior).

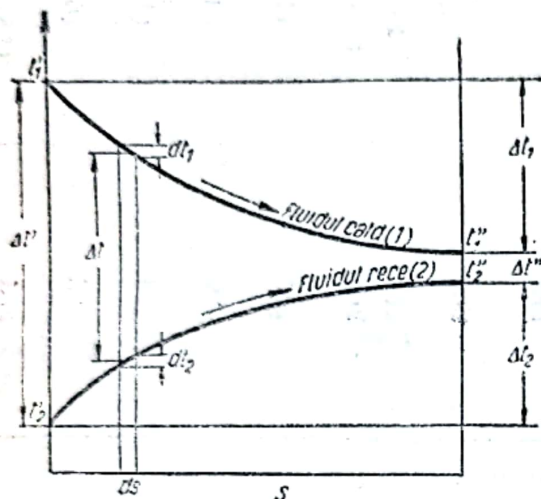


Fig. 1. Transmiterea căldurii în curent paralel.

Căldura transmisă și repartizarea temperaturilor sunt diferite, după cum cele două fluide curg în același sens, sau în sensuri contrare; se spune că transmiterea căldurii se face în *curent paralel*, respectiv în *contracurent*.

În diagramele din fig. 1 și 3 se arată repartizarea temperaturilor celor două fluide de-a lungul țevii care le separă.

a) **Curent paralel.** Ambele fluide intră printr'unul din capetele schimbătorului de căldură și îl parcurg în același sens. Diferența inițială de temperatură $\Delta t'$ scade treptat, tinzând să se anuleze.

Avantajul schimbătorului de căldură în curent paralel constă în răcirea bruscă a fluidului cald sau în încălzirea bruscă a fluidului rece.

Desavantajele schimbătorului de căldură în curent paralel sunt: 1) solicitarea inegală a suprafeței de transmitere, din cauza variației mari a diferenței de temperatură în lungul schimbătorului; și 2) faptul că fluidul cald nu poate fi răcit sub temperatura de ieșire a fluidului rece, respectiv că fluidul rece nu poate fi încălzit peste temperatura de ieșire a fluidului cald.

Notatii:

- c_1 este căldura specifică a fluidului cald, în kcal/kg·grd;
- c_2 — căldura specifică a fluidului rece, în kcal/kg·grd;
- k — coeficientul total de transmitere, în kcal/m²·h·grd;
- m — mărime definită de relația (18), în grd/kcal;
- t_1 — temperatura fluidului cald într'un punct oarecare al țevii centrale, în °C;
- t_2 — temperatura fluidului rece într'un punct oarecare al țevii exterioare, în °C;
- t_1' — temperatura fluidului cald la intrare, în °C;
- t_2' — temperatura fluidului rece la intrare, în °C;
- t_1'' — temperatura fluidului cald la ieșire, în °C;
- t_2'' — temperatura fluidului rece la ieșire, în °C;
- G_1 — debitul fluidului cald, în kg/h;
- G_2 — debitul fluidului rece, în kg/h;
- Q — căldura transmisă în unitatea de timp, în kcal/h;
- S — suprafața de transmitere = suprafața țevii centrale, în m²;
- $\Delta t = t_1 - t_2$ — diferența de temperatură într'un punct al schimbătorului (grd);

- $\Delta t' = t'_1 - t'_2$ — diferența între temperaturile fluidelor la intrare, în grd;
 $\Delta t'' = t''_1 - t''_2$ — diferența între temperaturile fluidelor la ieșire, în grd;
 Δt_m — media logaritmică a diferențelor de temperatură; definită de ecuația (29), în grd;
 $\Delta t_1 = t'_1 - t'_2$ — diferența între temperatura de intrare și temperatura de ieșire pentru fluidul cald, în grd;
 $\Delta t_2 = t'_2 - t'_2$ — idem pentru fluidul rece, în grd.

Căldura transmisă într-o oră printr-o suprafață infinitezimală a țevii centrale este:

$$dQ = k(t_1 - t_2) dS \quad (14)$$

Această căldură este pierdută de fluidul cald, care își micșorează temperatura cu dt_1 , și este câștigată de fluidul rece, a cărui temperatură crește cu dt_2 , astfel încât:

$$dQ = -G_1 c_1 dt_1 \text{ și } dQ = G_2 c_2 dt_2 \quad (15)$$

sau

$$dt_1 = -\frac{dQ}{G_1 c_1} \text{ și } dt_2 = \frac{dQ}{G_2 c_2} \quad (16)$$

Scăzând:

$$dt_1 - dt_2 = d(t_1 - t_2) = -\left(\frac{1}{G_1 c_1} + \frac{1}{G_2 c_2}\right) dQ; \quad (17)$$

punând:

$$\frac{1}{G_1 c_1} + \frac{1}{G_2 c_2} = m, \quad (18)$$

se obține:

$$dQ = -\frac{d(t_1 - t_2)}{m} \quad (19)$$

Din relațiile (14) și (19) rezultă:

$$-\frac{d(t_1 - t_2)}{m} = k(t_1 - t_2) dS. \quad (20)$$

Separând variabilele și integrând pentru toată lungimea schimbătorului de căldură:

$$\int_{t'_1 - t'_2}^{t''_1 - t''_2} \frac{d(t_1 - t_2)}{t_1 - t_2} = -mk \int_0^S dS, \quad (21)$$

$$\ln \frac{t''_1 - t''_2}{t'_1 - t'_2} = \ln \frac{\Delta t''}{\Delta t'} = -mkS, \quad (22)$$

sau

$$\frac{\Delta t''}{\Delta t'} = e^{-mkS}. \quad (23)$$

Din relația (19) se obține, prin integrare, căldura Q , transmisă într-o oră prin întreaga suprafață S a schimbătorului:

$$Q = -\frac{1}{m} \int_{t_1', t_2'}^{t_1'', t_2''} d(t_1 - t_2); \quad (24)$$

$$Q = -\frac{1}{m} \left[(t_1'' - t_2'') - (t_1' - t_2') \right] = -\frac{1}{m} (\Delta t'' - \Delta t'). \quad (25)$$

Din ecuația (22) rezultă:

$$-\frac{1}{m} = \frac{kS}{\ln \frac{\Delta t''}{\Delta t'}} \quad (26)$$

și, înlocuind în ecuația (25), se obține:

$$Q = kS \frac{\Delta t'' - \Delta t'}{\ln \frac{\Delta t''}{\Delta t'}} \quad (27)$$

sau

$$Q = kS \Delta t_m, \quad (28)$$

în care

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t'' - \Delta t'}{\ln \frac{\Delta t''}{\Delta t'}} = \frac{\Delta t'' - \Delta t'}{2,3 \lg \frac{\Delta t''}{\Delta t'}} \quad (29)$$

este, și aici, media logaritmică a diferențelor de temperatură.

Și în acest caz al transmiterii de căldură în regim staționar, se folosește ecuația generală $Q = kS \Delta t$ dela transmiterea de căldură la temperaturi constante, cu deosebirea că diferența de temperatură Δt este înlocuită cu Δt_m , media logaritmică a diferențelor de temperatură.

Când $\Delta t''$ nu diferă mult de $\Delta t'$ se poate lua media aritmetică a diferențelor temperaturilor $(\Delta t'' + \Delta t')/2$ în locul mediei logaritmice (eroarea este mai mică decât 4%, când $\Delta t'/\Delta t'' < 2$).

Exemplu. Să se calculeze temperaturile finale și căldura transmisă într'un schimbător de căldură format din șapte țevi pe alele prin care curge un lichid cald, învelite într-o manta cilindrică; lichidul rece curge printre țevi în curent paralel. Celelalte condiții sunt specificate la punctele 1—10 din tabela alăturată.

Următoarea metodă de calcul este mai comodă pentru proiectarea schimbătoarelor de căldură în curent paralel;

Ecuația (23) se poate scrie sub forma:

$$1 - \frac{t_1'' - t_2''}{t_1' - t_2'} = 1 - e^{-mkS}, \quad (30)$$

sau

$$(t_1' - t_2') - (t_1'' - t_2'') = (t_1' - t_2') (1 - e^{-mkS}); \quad (31)$$

1	Debitul lichidului cald	G_1	3 000	kg/h	Data
2	Debitul lichidului rece	G_2	2 000	kg/h	Data
3	Căldura specifică a lichidului cald	c_1	1,0	kcal/kg·grd	Data
4	Căldura specifică a lichidului rece	c_2	1,1	kcal/kg·grd	Data
5	Temperatura de intrare a lichidului cald	t'_1	95	°C	Data
6	Temperatura de intrare a lichidului rece	t'_2	20	°C	Data
7	Coefficientul total de transmitere	k	400	kcal/m ² ·h·grd	Data
8	Îngimeea schimbătorului	L	5	m	Data
9	Diametrul țevilor interioare	D	50	mm	Data
10	Numărul țevilor interioare	n	7	—	Data
11	Suprafața de transmitere	S	5,50	m ²	(9)·(8)·(10)π
12	Mărimea m	m	0,000787	h·grd kcal	Ecuatia (18)
13	$\ln (\Delta t''/\Delta t')$		-1,731	—	(12)·(7)·(11)
14	$\lg (\Delta t''/\Delta t')$		-0,7516	—	(13)/2,3
15	$\lg (\Delta t''/\Delta t')$		1,2484	—	Tab. log.
16	$\Delta t''/\Delta t'$		0,1772	—	(5)-(6)
17	Diferența temperaturilor la intrare	$\Delta t'$	75	grd	(15) (16)
18	Diferența temperaturilor la ieșire	$\Delta t''$	13,3	grd	Ecuatia (29)
19	Media logaritmică a diferențelor de temperatură	Δt_m	35,7	grd	(7)·(11)·(18)
20	Căldura transmisă pe oră	Q	78,410	kcal/h	(19)/(1)·(3)
21	Scăderea temperaturii lichidului cald	$\Delta t_1 = t'_1 - t''_1$	26,1	grd	(5)-(20)
22	Temperatura lichidului cald la ieșire	t''_1	68,9	°C	(19) (2)·(4)
23	Creșterea temperaturii lichidului rece	$\Delta t_2 = t''_2 - t'_2$	35,6	grd	(6)+(22)
24	Temperatura lichidului rece la ieșire	t'_2	55,6	°C	(21)-(23)=(17)
	Diferența de temperatură la ieșire (verificare)	$\Delta t''$	13,3	grd	

pe de altă parte, din relația (15) rezultă :

$$Q = G_1 c_1 (t_1' - t_1'') = G_2 c_2 (t_2'' - t_2') \quad (32)$$

și se obține :

$$\frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_1''} = \frac{G_1 c_1}{G_2 c_2} \quad (33)$$

care, împreună cu relația (31) :

$$(t_1' - t_1'') \left(1 + \frac{G_1 c_1}{G_2 c_2} \right) = (t_1' - t_2') (1 - e^{-m k S}) \quad (34)$$

sau, înlocuind pe m cu valoarea sa din relația (18) :

$$\Delta t_1 = (t_1' - t_2') \frac{1 - e^{-\left(1 + \frac{G_1 c_1}{G_2 c_2}\right) \frac{k S}{G_1 c_1}}}{1 + \frac{G_1 c_1}{G_2 c_2}} = (t_1' - t_2') \pi_p \quad (35)$$

în care π_p reprezintă întreaga fracție și poate fi considerat o funcție de $G_1 c_1 / G_2 c_2$ și de $k S / G_1 c_1$. Această funcție π_p este reprezentată grafic în diagrama din fig. 2.

Cu ajutorul funcției π_p se pot găsi mărimile principale din relațiile :

$$\Delta t_1 = (t_1' - t_2') \pi_p; \quad (36)$$

$$\Delta t_2 = (t_1' - t_2') \frac{G_1 c_1}{G_2 c_2} \pi_p; \quad (37)$$

$$t_1'' = t_1' - \Delta t_1; \quad (38)$$

$$t_2'' = t_2' + \Delta t_2; \quad (39)$$

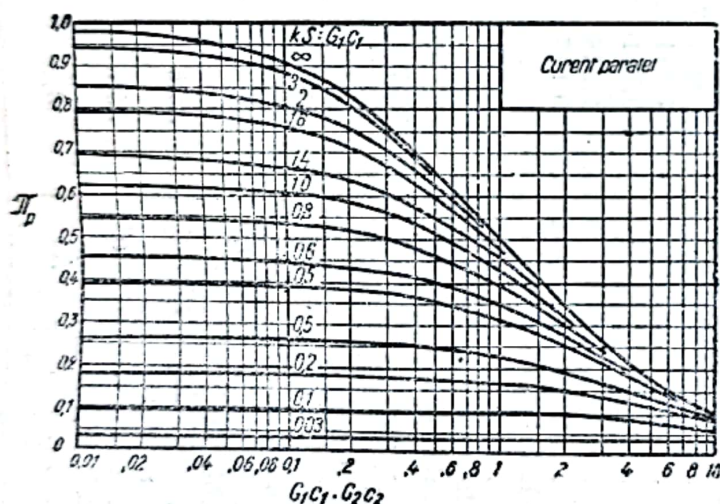


Fig. 2. Funcția π_p din ecuația (35).

$$Q = G_1 c_1 \Delta t_1 = G_1 c_1 (t_1' - t_2') \pi_p. \quad (40)$$

Pentru exemplul 'dela p. 793 cu $G_1 c_1 / G_2 c_2 = 3\,000 / 2\,200 = 1,36$ și $kS / G_1 c_1 = 400 \cdot 5,5 / 3\,000 = 0,733$ se obține din diagramă $\pi_p = 0,35$.

b) Contracurent. În schimbătoarele de căldură cu contracurent, cele două fluide curg în sensuri contrare. t_1' și t_2'' sunt, respectiv, temperaturile de intrare și de ieșire ale fluidului cald, ca și în cazul curentului paralel; însă t_2' este temperatura de intrare și t_1'' este temperatura de ieșire pentru fluidul rece. Rezultatele precedente sunt valabile și pentru schimbătorul de căldură în contracurent, cu condiția de a considera debitul fluidului rece cu semnul minus și de a respecta notațiile din fig. 3.

În acest caz, mărimea m poate avea și valori negative :

$$\begin{aligned} \text{când } m > 0 \quad \Delta t'' < \Delta t'; \\ \text{când } m = 0 \quad \Delta t'' &= \Delta t'; \\ \text{când } m < 0 \quad \Delta t'' > \Delta t'. \end{aligned}$$

Când $m = 0$, este cazul excepțional în care, deși temperaturile variază în lungul suprafeței de transmitere, totuși diferența temperaturilor este constantă.

Avantajele schimbătorului de căldură în contracurent sunt : 1) solicitarea relativ egală a suprafeței de transmitere, din cauza diferenței aproximativ constante de temperatură (o lungire a schimbătorului produce o creștere aproximativ proporțională a căldurii transmise), și 2) faptul că fluidul cald poate fi răcit sub temperatura de ieșire a fluidului rece ($t_1'' < t_2'$) sau că fluidul rece poate fi încălzit la o temperatură superioară temperaturii de ieșire a fluidului cald ($t_2'' > t_1'$).

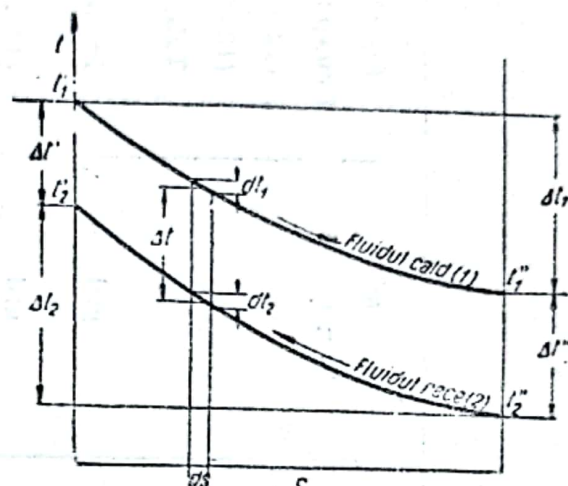


Fig. 3. Transmiterea căldurii în contracurent.

Exemplu. Să se calculeze temperaturile finale și căldura transmisă într-un schimbător de căldură ca acela din exemplul precedent, cu deosebirea că lichidele curg în contracurent.

Problema se rezolvă prin încercări succesive, considerând cunoscută una dintre temperaturile de ieșire sau pe $\Delta t'$ și verificând dacă valoarea adoptată este valabilă. În tabela de mai jos se dă numai ultima încercare.

Obs. 1. În calculul lui m , debitul fluidului rece G_2 a fost considerat negativ, deoarece fluidele curg în contracurent.

Calculul prin încercări succesive este evitat prin următoarea metodă analoagă cu cea dela schimbătoarele de căldură în curent paralel :

Din ecuațiile (32) și (36), în care G_2 este negativ :

$$t_2' - t_2'' = (t_1' - t_1'') \frac{G_1 c_1}{G_2 c_2}; \quad (41)$$

$$(t_1' - t_2') = (t_1' - t_1'') \pi_p \quad (42)$$

rezultă prin împărțire :

$$\frac{t_2' - t_2''}{t_1' - t_2'} = \frac{G_1 c_1}{G_2 c_2} \pi_p. \quad (43)$$

Aplicând o regulă a proporțiilor (numitorul către suma termenilor) :

$$\frac{t_1' - t_2'}{t_1' - t_2''} = \frac{1}{1 + \frac{G_1 c_1}{G_2 c_2} \pi_p}. \quad (44)$$

1 : 10	Mărimile și valorile din exemplul precedent	5,50 -0,0001212 0,267 0,116 1,306 34,9 45,6 65,6 60,1 29,4 40,1 88 200 88 200 40,1 88 200	m ² h · grd/kcal — — — grd grd °C °C grd grd kcal/h kcal/h grd kcal/h	(9) · (8) · (10) Ecuatia (18) obs. 1 (12) · (7) · (11) (13)/2,3 Tab. log. Presupus (15) · (16) (17) + (6) (5) — (16) (5) — (18) (19) — (6) (1) · (3) · (20) (2) · (4) · (21) Ecuatia (29) (7) · (11) · (24)
11	Suprafața de transmitere	S		
12	Mărimea m	m		
13	$\ln (\Delta t'' / \Delta t')$			
14	$\lg (\Delta t'' / \Delta t')$			
15	$\Delta t'' / \Delta t'$			
16	Diferența de temperatură la unul dintre capete	$\Delta t'$		
17	Diferența de temperatură la celălalt capăt	$\Delta t''$		
18	Temperatura de ieșire a lichidului cald	t_1'		
19	Temperatura de ieșire a lichidului rece	t_2'		
20	Răcirea lichidului cald	$\Delta t_1' = t_1' - t_1''$ $\Delta t_2' = t_2' - t_2''$		
21	Încălzirea lichidului rece			
22	Căldura cedată de lichidul cald într'o oră	Q		
23	Căldura preluată de lichidul rece într'o oră	Q		
24	Media logaritmică a diferențelor de temperatură	Δt_m		
25	Căldura transmisă într'o oră (verificare)	Q		

rezultă :

$$t_1' - t_2' = (t_1' - t_2'') \frac{1}{1 + \frac{G_1 c_1}{G_2 c_2} \cdot \frac{1 - e^{-mkS}}{1 - \frac{G_1 c_1}{G_2 c_2}}} = (t_1' - t_2'') \frac{1 - \frac{G_1 c_1}{G_2 c_2}}{1 - \frac{G_1 c_1}{G_2 c_2} e^{-mkS}} \quad (45)$$

Înlocuind pe $t_1' - t_2'$ din relația (35) cu valoarea obținută mai sus (45) și ținând seamă că $G_2 c_2$ este negativ, se obține :

$$\Delta t_1 = t_1' - t_1'' = (t_1' - t_2'') \frac{1 - e^{-\left(1 - \frac{G_1 c_1}{G_2 c_2}\right) \frac{kS}{G_1 c_1}}}{1 - \frac{G_1 c_1}{G_2 c_2} e^{-\left(1 - \frac{G_1 c_1}{G_2 c_2}\right) \frac{kS}{G_1 c_1}}} = (t_1' - t_2'') \pi_c, \quad (46)$$

în care π_c reprezintă întreaga fracție; π_c este, ca și π_p , o funcție de $G_1 c_1 / G_2 c_2$ și de $kS / G_1 c_1$ și este reprezentată grafic în diagrama din fig. 4.

Cu ajutorul funcției π_c se pot găsi mărimile principale, din relațiile :

$$\Delta t_1 = (t_1' - t_2'') \pi_c; \quad (47)$$

$$\Delta t_2 = (t_1' - t_2'') \frac{G_1 c_1}{G_2 c_2} \pi_c; \quad (48)$$

$$t_1'' = t_1' - \Delta t_1; \quad (49)$$

$$t_2' = t_2'' + \Delta t_2; \quad (50)$$

$$Q = G_1 c_1 \Delta t_1 = G_2 c_2 (t_1' - t_2'') \pi_c. \quad (51)$$

Pentru exemplul dela p. 796 cu $G_1 c_1 / G_2 c_2 = 1,36$ și $kS / G_1 c_1 = 0,733$ se obține, din diagrama din fig. 4 $\pi_c = 0,4$.

Când $G_1 c_1 = G_2 c_2$:

$$\Delta t_1 = (t_1' - t_2'') \frac{1}{1 + \frac{Gc}{kS}}; \quad (52)$$

$$\Delta t_2 = (t_1' - t_2'') \frac{1}{1 + \frac{kS}{Gc}}; \quad (53)$$

$$Q = (t_1' - t_2'') \frac{Gc}{1 + \frac{Gc}{kS}} \quad (54)$$

c) Curent încrucișat și curent mixt. Când un fluid curge perpendicular pe un fascicol de țevi prin care trece un alt fluid, se spune că transmiterea de căldură se face în curent încrucișat. Când, într'un același schimbător de căldură, transmiterea căldurii se face în două sau în toate trei modurile —

curent paralel, contracurent și curent încrucișat — cum se întâmplă, de exemplu, în schimbătoarele de căldură cu mai multe treceri și cu șicane, se spune că transmiterea căldurii se face în curent mixt.

Transmiterea căldurii în curent încrucișat sau în curent mixt este prea complexă pentru a putea fi tratată riguros matematic. Calculul schimbătoarelor de căldură de acest fel se face cu ajutorul unor diagrame cum sunt cele din fig. 5, a—d. specifice fiecărui tip de schimbător, prin următoarea metodă:

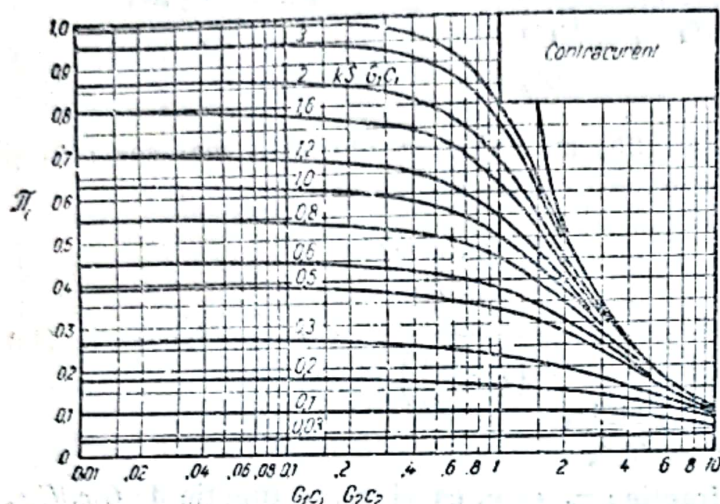


Fig. 4. Funcția π_e din ecuația (46).

Notății :

- k — este coeficientul total de transmitere, în kcal/m²·h·grd;
- t_1' — temperatura de intrare a fluidului cald, în °C);
- t_1'' — temperatura de ieșire a fluidului cald, în °C);
- t_2' — temperatura de intrare a fluidului rece, în °C);
- t_2'' — temperatura de ieșire a fluidului rece, în °C);
- F — factor din diagramele din fig. 5;
- P — mărime definită de ecuația (55);
- Q — căldura transmisă în schimbător, în kcal/h;
- R — mărime definită de ecuația (55);
- S — suprafața de transmitere, în m²;
- Δt_m — media logaritmică a diferențelor de temperatură, în grd;
- $\Delta' t_m$ — media logaritmică a diferențelor de temperatură corectată pentru curentul încrucișat sau mixt, ecuația (57), în grd.

Se determină mărimile :

$$P = \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_2'} \quad \text{și} \quad R = \frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'} \quad (55)$$

în funcție de care se găsește factorul F în diagramele din fig. 5.

Media logaritmică a diferențelor de temperatură, corectată pentru cazul curentului încrucișat sau mixt, este :

$$\Delta' t_m = F \Delta t_m \quad (56)$$

sau

$$\Delta t_m = F \frac{(t_1' - t_2'') - (t_1'' - t_2')}{\ln \frac{t_1' - t_2''}{t_1'' - t_2'}} \quad (57)$$

De obicei se cunosc numai două (temperaturile de intrare) dintre cele patru temperaturi care definesc mărimile P și R . Problema se rezolvă prin încercări succesive, alegând o a treia temperatură și verificând dacă relațiile:

$$Q = c_1 G_1 (t_1' - t_1''), \quad Q = c_2 G_2 (t_2'' - t_2') \quad (58)$$

și

$$Q = k S \Delta t_m \quad (59)$$

sunt satisfăcute.

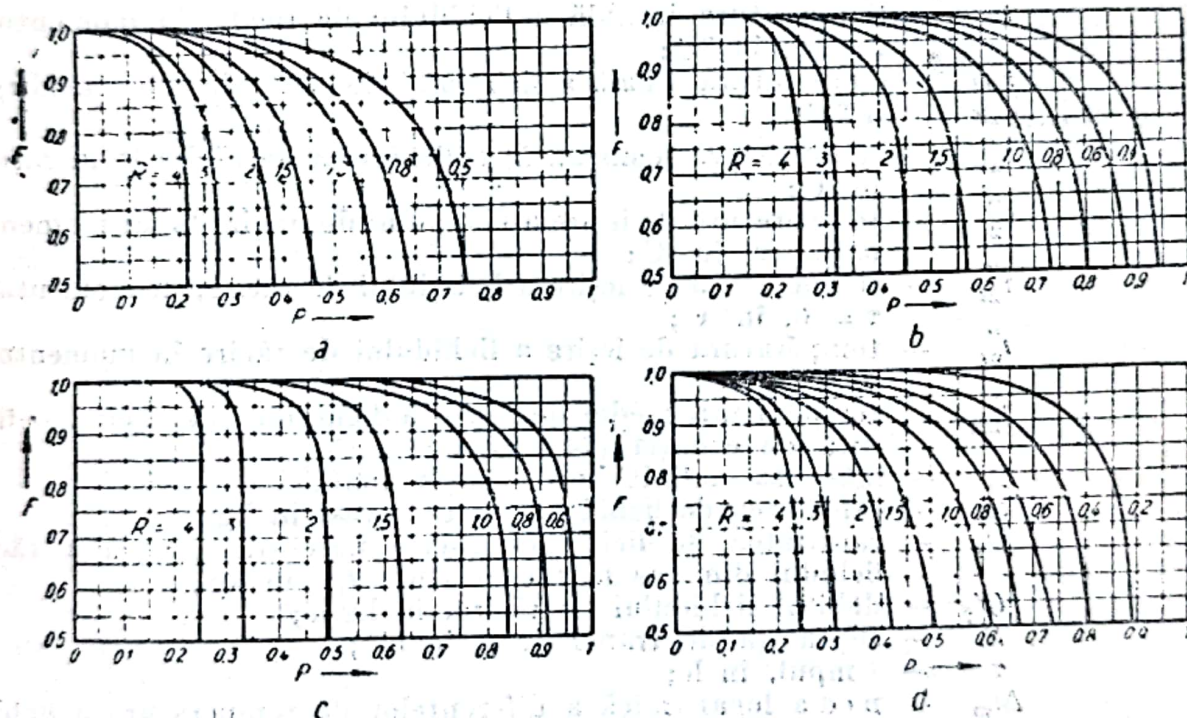


Fig. 5. Transmiterea căldurii în curent încrucișat și în curent mixt.

În fig. 5 sunt date diagramele pentru următoarele cazuri¹⁾:

- o trecere printre țevi și două sau mai multe treceri prin țevi;
- două treceri printre țevi și patru sau mai multe treceri prin țevi;
- patru treceri printre țevi și opt sau mai multe treceri prin țevi;
- curent încrucișat: o trecere prin țevi și o trecere perpendiculară pe țevi.

¹⁾ Alte cazuri, v.: Mihalev M. A.: Bazele transmiterii căldurii, Moscova (1949), p. 382—384.

3. Regim nestaționar : temperaturi variabile în timp și în spațiu

Tratarea matematică a acestor probleme — în cazuri generale — este dificilă. În cele ce urmează se va desvolta numai un caz particular important¹⁾.

Lichidul dintr-un vas prevăzut cu agitator, pentru uniformizarea temperaturii, este răcit cu ajutorul unei serpentine prin care curge apă rece. Se cunoaște temperatura inițială a lichidului din vas temperatura apei reci la intrarea în serpentină și proprietățile geometrice și termice ale sistemului. Se cere să se determine temperaturile lichidului de răcit din vas, și ale apei de răcire la ieșire, în orice moment, cum și cantitatea de apă de răcire necesară pentru răcirea lichidului din vas până la o temperatură dată.

Notății :

- c_1 — este căldura specifică a lichidului de răcit, în kcal/kg·grd ;
- c_2 — căldura specifică a lichidului de răcire, în kcal/kg·grd ;
- k — coeficientul total de transmitere, în kcal/m²·h·grd ;
- q — căldura transmisă în timpul τ , în kcal ;
- t_1 — temperatura inițială a lichidului de răcit, la un moment oarecare, în °C ;
- t_{1i} — temperatura inițială a lichidului de răcit (în momentul $\tau = 0$), în °C ;
- t_{1f} — temperatura finală a lichidului de răcit (în momentul τ), în °C ;
- t_2 — temperatura (constantă) a lichidului de răcire la intrare, în °C ;
- t_2'' — temperatura de ieșire a lichidului de răcire la un moment oarecare, în °C ;
- t_{2i} — temperatura de ieșire a lichidului de răcire, în momentul $\tau = 0$, în °C ;
- t_{2f} — temperatura de ieșire a lichidului de răcire în momentul τ , în °C ;
- t_{2m} — temperatura medie de ieșire a lichidului de răcire, definită de ecuația (74), în °C ;
- A — mărimea definită de ecuația (65) ;
- G_1 — cantitatea de lichid de răcit în vas, în kg ;
- G_2 — cantitatea de lichid de răcire necesară pentru a răci lichidul din vas la temperatura t_{1f} , în kg ;
- G_2' — debitul lichidului de răcire, în kg/h ;
- S — suprafața de transmitere, în m² ;
- τ — timpul, în h ;
- Δt_m — media logaritmică a diferențelor de temperatură a lichidelor cald și rece, la un moment oarecare, în grad ;
- $\Delta' t_m$ — media diferențelor de temperatură, definită de ecuația (72), în grad.

Se consideră un interval de timp $d\tau$, destul de scurt ca să se poată presupune că în acest interval de timp transmiterea căldurii se face în regim staționar. Căldura transmisă în acest interval de timp se poate scrie în formele :

$$dq = kS\Delta t_m d\tau ; \quad (60)$$

$$dq = G_2' c_2 (t_2'' - t_2') d\tau ; \quad (61)$$

$$dq = - G_1 c_1 dt_1. \quad (62)$$

¹⁾ După Casatchin A. J. : Procesele și aparatele principale în tehnologia chimică, Moscova, 1950.

Înlocuind în relația (60) pe Δt_m cu forma dezvoltată :

$$\Delta t_m = \frac{(t_1 - t'_2) - (t_1 - t''_2)}{\ln \frac{t_1 - t'_2}{t_1 - t''_2}} = \frac{t'_2 - t''_2}{\ln \frac{t_1 - t'_2}{t_1 - t''_2}} \quad (63)$$

se obține, din relațiile (60), (61) și (63) :

$$\ln \frac{t_1 - t'_2}{t_1 - t''_2} = \frac{kS}{G_2 c_2} \quad (64)$$

Deoarece expresia $kS/G_2 c_2$ nu depinde decât de constantele aparatului și de condițiile de lucru, valoarea ei este constantă în timpul cât durează răcirea ; deci :

$$\frac{t_1 - t'_2}{t_1 - t''_2} = A = \text{const.} \quad (65)$$

Ecuția (60) devine :

$$dq = kS \frac{t'_2 - t''_2}{\ln A} d\tau \quad (66)$$

Eliminând pe t''_2 din ecuațiile (65) și (66), rezultă, împreună cu ecuația (62) :

$$-\frac{dt_1}{t_1 - t'_2} = \frac{kS}{G_1 c_1} \frac{A - 1}{A \ln A} d\tau \quad (67)$$

Integrând între limitele 0 și τ pentru timp, respectiv t_{1i} și t_{1f} pentru temperatura lichidului de răcit, se obține :

$$\ln \frac{t_{1i} - t'_2}{t_{1f} - t'_2} = \frac{kS}{G_1 c_1} \frac{A - 1}{A \ln A} \tau \quad (68)$$

din care,

$$G_1 c_1 = kS \frac{1}{\ln \frac{t_{1i} - t'_2}{t_{1f} - t'_2}} \frac{A - 1}{A \ln A} \tau \quad (69)$$

Căldura transmisă dela începutul răcirii până la timpul τ se deduce din ecuația (62) și (69) :

$$q = G_1 c_1 (t_{1i} - t_{1f}) = kS \frac{t_{1i} - t_{1f}}{\ln \frac{t_{1i} - t'_2}{t_{1f} - t'_2}} \frac{A - 1}{A \ln A} \tau \quad (70)$$

sau

$$q = kS \Delta t_m \tau \quad (71)$$

în care $\Delta' t_m$ este o medie logaritmică definită de :

$$\Delta' t_m = \frac{t_{1i} - t_{1f}}{\ln \frac{t_{1i} - t_2'}{t_{1f} - t_2'}} \cdot \frac{A - 1}{A \ln A} \quad (72)$$

Consumul de apă de răcire este :

$$G_2 = \frac{q}{c_2 (t_{2m}'' - t_2')} \quad (73)$$

în care t_{2m}'' este media aritmetică a temperaturilor lichidului de răcire la ieșirea din serpentină :

$$t_{2m}'' = \frac{t_{2i}'' + t_{2f}''}{2} \quad (74)$$

Valoarea lui t_{2m}'' rezultă din relația :

$$q = G_2 c_2 (t_{2m}'' - t_2') \tau = kS \Delta' t_m \tau, \quad (75)$$

de unde :

$$t_{2m}'' = \frac{kS}{G_2 c_2} \Delta' t_m + t_2' \quad (76)$$

sau, împreună cu ecuațiile (64) și (65),

$$t_{2m}'' = \Delta' t_m \ln A + t_2'. \quad (77)$$

Temperaturile t_{2i}'' și t_{2f}'' ale lichidului de răcire la începutul și la sfârșitul răcirii se obțin din relația (65) în care se înlocuiește t_1 cu valorile corespunzătoare ; deci

$$t_{2i}'' = \frac{t_{1i} (A - 1) + t_2'}{A} \quad (78)$$

și

$$t_{2f}'' = \frac{t_{1f} (A - 1) + t_2'}{A} \quad (79)$$

Exemplu. Să se determine timpul necesar, cantitatea de apă de răcire și temperaturile inițială și finală de ieșire, ale apei de răcire, când un lichid dintr'un vas este răcit cu ajutorul unei serpentine prin care curge apă rece, în condițiile dela punctele 1—9 din tabela dela pag. 803.

Pentru încălzirea lichidului într'un vas, cu ajutorul unei serpentine prin care circulă un lichid cald, considerațiile precedente se aplică cu următoarele schimbări de notații :

- c_1 este căldura specifică a fluidului de încălzire, în kcal/kg.grd ;
- c_2 — căldura specifică a lichidului de încălzit, în kcal/kg.grd ;
- t_1 — temperatura (constantă) a fluidului de încălzire la intrare, în °C ;

1	Cantitatea de lichid de răcit . . .	G_1	3 000	kg	Data
2	Căldura specifică a lichidului de răcit	c_1	1,1	kcal/kg·grd	Data
3	Debitul lichidului de răcire . . .	G'_2	2 000	kg h	Data
4	Căldura specifică a lichidului de răcire.	c_2	1,0	kcal/kg·grd	Data
5	Temperatura inițială a lichidului de răcit	t_{1i}	95	°C	Data
6	Temperatura finală a lichidului de răcit	t_{1f}	20	°C	Data
7	Temperatura de intrare a lichidului de răcire	t'_2	10	°C	Data
8	Suprafața de transmitere (a serpentinei)	S	3	m ²	Data
9	Coefficientul total de transmitere	k	400	kcal/m ² h·grd	Data
10	Diferența de temperatură a lichidului de răcit	$t_{1i} - t_{1f}$	75	grd	(5)-(6)
11	Căldura luată de apa de răcire .	q	247 500	kcal	(1)·(2)·(10)
12	Expresia $kS, G'_2 c_2$	$\lg A$	0,600	—	(9)·(8)/(3)·(4)
13	$\lg A$	A	0,2604	—	(12)/2,303
14	Valoarea lui A	$\Delta' t_m$	1,822	—	Tab. log.
15	Media diferenței de temperatură	$\Delta' t_m$	26,37	grd	Ecuatia (72)
16	Temperatura de ieșire a apei de răcire	t''_{2m}	25,8	°C	Ecuatia (76)
17	Cantitatea de apă de răcire necesară	G_2	15 600	kg	Ecuatia (73)
18	Timpul necesar răcirii	τ	7h 48 min	—	(17), (3)
19	Temperatura de ieșire a apei de răcire la $\tau = 0$	t'_{2i}	48,3	°C	Ecuatia (78)
20	Temperatura de ieșire a apei de răcire la timpul τ	t'_{2f}	14,6	°C	Ecuatia (79)

dur. 1859/12

- t_1'' — temperatura de ieșire a fluidului de încălzire la un moment oarecare, în °C;
 t_{1i}'' — temperatura de ieșire a fluidului de încălzire la începutul încălzirii, în momentul $\tau = 0$, în °C;
 t_{1f}'' — temperatura de ieșire a fluidului de încălzire, în momentul final τ , în °C;
 t_{1m}'' — temperatura medie de ieșire a fluidului de încălzire, în °C;
 t_2 — temperatura lichidului de încălzit la un moment oarecare, în °C;
 t_{2i} — temperatura inițială a lichidului de încălzit, în momentul $\tau = 0$, în °C;
 t_{2f} — temperatura finală a lichidului de răcire, în momentul τ , în °C;
 A — mărime definită de ecuația (80);
 G_1 — cantitatea de fluid de încălzire necesară până în momentul τ , în kg;
 G_1' — debitul fluidului de încălzire, în kg/h;
 G_2 — cantitatea de lichid de încălzit, în kg;
 Δt_m — media logaritmică a diferențelor de temperatură a fluidelor cald și rece la un moment oarecare, în grd;
 $\Delta t_m'$ — diferența medie de temperatură, definită de ecuația (82), în grd.
- Celelalte notații dela p. 800 sunt valabile și în acest caz.
 Cu același raționament, se ajunge la următoarele rezultate:

$$\frac{t_1' - t_2}{t_1'' - t_2} = A; \quad (80)$$

$$\frac{kS}{G_1 c_1} = \ln A = \text{const}; \quad (81)$$

$$\Delta t_m' = \frac{t_{2f}'' - t_{2i}''}{\ln \frac{t_1' - t_{2i}}{t_1' - t_{2f}}} \cdot \frac{A - 1}{A \ln A}; \quad (82)$$

$$t_{1m}'' = t_1' - \Delta t_m' \ln A; \quad (83)$$

$$t_{1i}'' = \frac{t_{2i}'' (A - 1) + t_1'}{A}; \quad (84)$$

$$t_{1f}'' = \frac{t_{2f}'' (A - 1) + t_1'}{A}. \quad (85)$$

TIPURI DE SCHIMBĂTOARE DE CĂLDURĂ

a) Schimbătorul de căldură cu serpentină este format dintr'un cilindru în care se află una sau mai multe serpentine. Se folosește deobicei, pentru răcirea unui lichid sau pentru condensarea unor vapori care circulă înăuntrul serpentinei, cu apă care circulă prin exteriorul serpentinei. Trebuie să se observe ca în serpentină să nu circule lichide care dau cruste sau alte depuneri.

b) Schimbătorul cu țevi concentrice (fig. 6) se folosește mai ales în cazul când cantitatea de lichid care trebuie încălzită sau răcită este relativ mică. Este format din elemente compuse din câte două țevi concentrice. Asamblarea schimbătorului și a elementelor se face, fie prin sudură, fie prin înșurubare cu olandezi. Aparatul poate fi adaptat cu ușurință nevoilor procesului tehnologic, prin numărul de elemente care se pot monta în serie sau în paralel. Un alt avantaj constă în rezistența bună la presiune. Raportul optim între secțiunile prin care cele două lichide curg, în paralel sau în contracurent, este dat de relația :

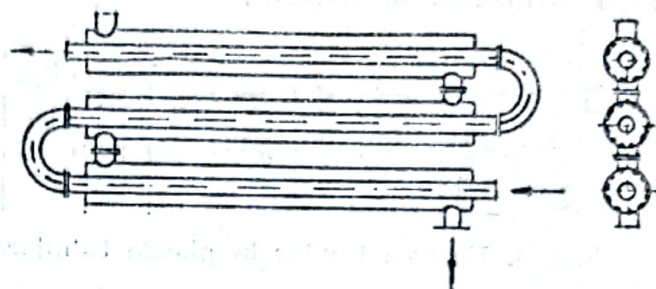


Fig. 6. Schimbător de căldură cu țevi concentrice.

$$\frac{S_1}{S_2} = \frac{w_2 \gamma_2 c_2 \Delta t_2}{w_1 \gamma_1 c_1 \Delta t_1}$$

unde :

S este secțiunea transversală prin care curge lichidul, în m^2 ;

w — viteza lichidului, în m/s ;

γ — greutatea specifică a lichidului, în kgf/m^3 ;

c — căldura specifică a lichidului, în $kcal/kg \cdot ^\circ C$;

Δt — diferența dintre temperaturile lichidului la capetele schimbătorului, în $^\circ C$.

Indicii 1 și 2 se referă la cele două lichide care curg prin schimbător.

c) Schimbătoarele de căldură tubulare sunt cele mai reprezentative și cele mai des folosite. În forma lor cea mai simplă (fig. 7), ele sunt constituite dintr'un fascicol de țevi, dispuse ca în fig. 8, a sau b, fixate etanș la capete în câte o placă numită placă tubulară (fig. 9); întregul fascicol de țevi este introdus într'o manta cilindrică, iar plăcile tubulare sunt acoperite cu capace bombate. În capace și în

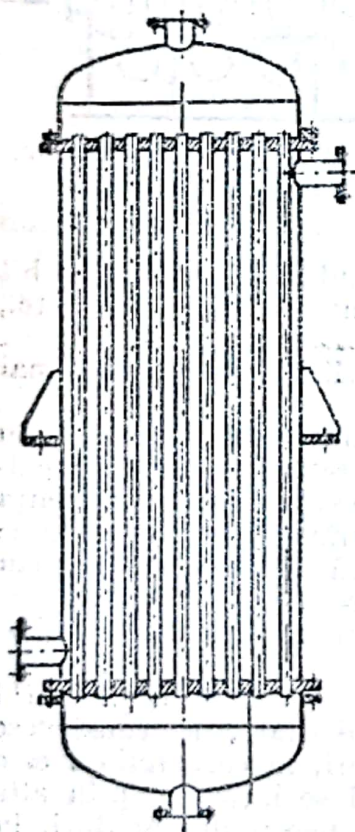


Fig. 7. Schimbător de căldură tubular.

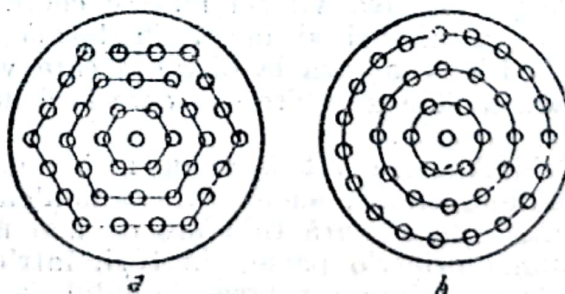


Fig. 8. Dispunerea țevelor în schimbătorul de căldură tubular.

manta sunt recordurile pentru intrarea și pentru ieșirea fluidelor. În acest mod se separă, înăuntrul aparatului, două spații despărțite între ele prin peretele

țevilor care formează fascicolul și prin plăcile tubulare : un spațiu înăuntrul țevilor și celălalt spațiu printre țevi (în interiorul mantalei).

Alegerea spațiului potrivit pentru fiecare dintre cele două lichide se face după următoarele criterii :

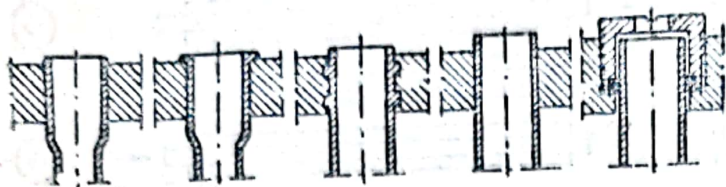


Fig. 9. Fixarea Țevilor în plăcile tubulare.

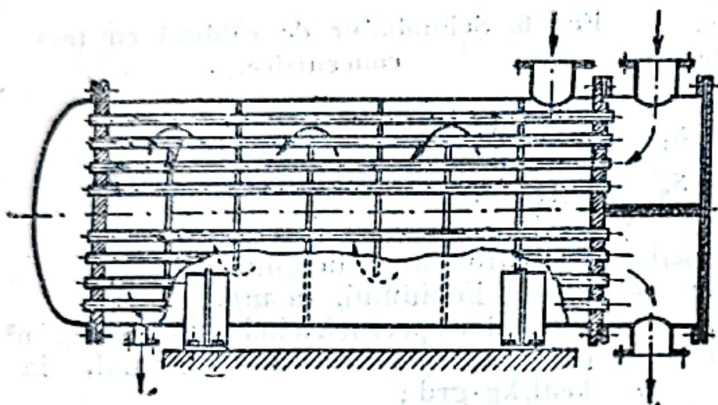


Fig. 10. Schimbător tubular cu două treceri și cu șicane.

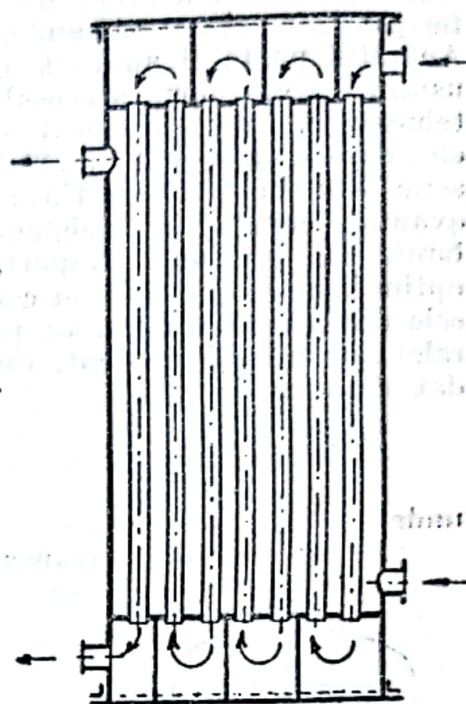


Fig. 11. Schimbător tubular cu mai multe treceri.

Prin țevi : lichidul cu viscozitate mai mică, lichidul mai cald, cu debit mai mic, cu presiune mai mare, lichidul care depune crustă, cocs, etc., lichidul coroziv.

Printre țevi : lichidul cu viscozitate mai mare, lichidul cu debit mai mare, gazele, vaporii.

d) Schimbătoare tubulare cu șicane (fig. 11). Numeroase avantaje au dus la adoptarea șicanelor în construcția schimbătoarelor de căldură ; căldura este transmisă mai bine în curent încrucișat ; deasemenea, turbulența mai mare și creșterea vitezei măresc coeficienții de transmitere. Șicanele se construiesc ca discuri și inele, în formă de semilună (sector circular) sau în spirală. Ele se așează la distanțe care variază între 150 și 450 mm.

Pentru lichide murdare sau care lasă depuneri efectul șicanelor este iluzoriu sau negativ.

e) Schimbătoare tubulare cu mai multe treceri. Deoarece coeficientul de transmitere crește, când viteza fluidelor este mai mare, se construiesc schimbătoare de căldură tubulare cu mai multe treceri, în care fluidul este trecut numai printr-o parte din țevi, într'un sens, și se întoarce prin alte țevi ale fascicolului ; dirijarea fluidului se face, prin pereți despărțitori, în camerele dela capetele țevilor. Și fluidul dintre țevi poate fi dirijat prin pereți despărțitori, pentru a trece de mai multe ori prin schimbător. În general, când locul permite, se preferă să se monteze mai multe schimbătoare în serie, fiecare cu un număr mic de treceri. Desigur că, la schimbătoarele cu mai multe treceri, transmiterea căldurii nu se mai poate face în contracurent paralel, ci într'un mod combinat, mixt. Fig. 10 și 11 reprezintă schemele

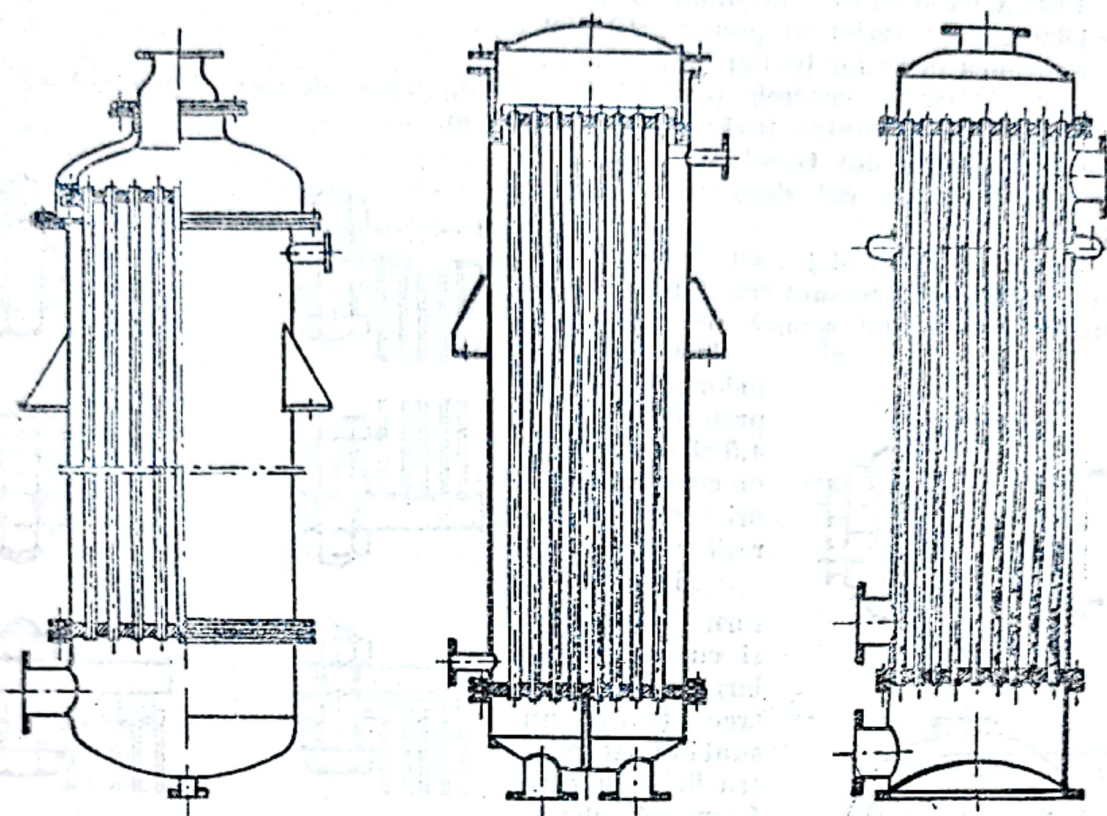


Fig. 12. Dispozitive pentru compensarea dilatațiilor.

unor schimbătoare de căldură tubulare cu mai multe treceri. Pentru compensarea dilatațiilor neegale ale țevilor și mantalei se folosesc diferite dispozitive, dintre care câteva sunt reprezentate în fig. 12.

Norme pentru construirea schimbătoarelor tubulare

Așezarea verticală sau orizontală: condensarea vaporilor se face cu coeficient de transmitere mai mare în țevi orizontale; dacă este nevoie să se facă și răcirea lichidului condensat, se folosesc țevi verticale. Locul disponibil determină de asemenea alegerea dispunerii verticale sau orizontale a schimbătorului de căldură.

Lichidul care formează depuneri va curge prin țevi, pentru că acestea se curăță mai ușor.

Dacă unul dintre fluide este la presiune înaltă, el va trece prin țevi, pentru a economisi îngroșarea mantalei.

Dacă unul dintre fluide este coroziv, el va curge prin țevi, pentru a feri mantaua de coroziune.

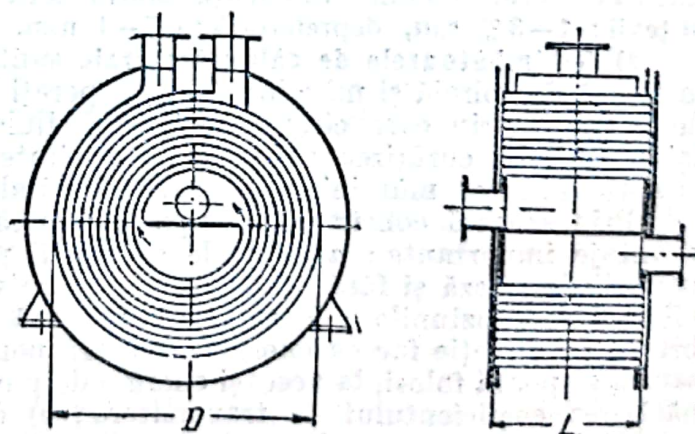


Fig. 13. Schimbător de căldură spiral.

Lungimea țevelor : maximum 5 m.

Diametrul interior al țevelor : 12–30 mm.

Grosimea pereților țevelor : 0,5–2,5 mm.

Distanța dintre centrele țevelor : 1,3–1,5 d_e , unde d_e este diametrul exterior al țevelor. Distanța dintre țevi : minimum 6 mm.

Grosimea plăcilor tubulare : minimum 22 mm și cel puțin cât diametrul exterior al țevelor.

Grosimea mantalei : cu 3 mm mai groasă decât este necesară rezistenței la presiune, pentru a ține seamă de coroziune.

Grosimea șicanelor : 3 mm, de preferință între 4,5 și 6 mm, dar de cel puțin două ori grosimea (pereților) țevelor.

Șicanele în formă de discuri cu găuri mai largi, prin care trec țevile, nu sunt indicate pentru lichidele care formează depuneri (cruste, cristale) sau pentru fluide corozive sau erozive.

La șicanele cu discuri și cu inele sau la cele în formă de seg-

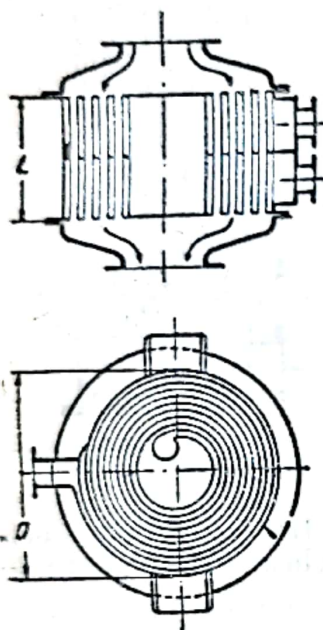


Fig. 14. Condensator spiral.

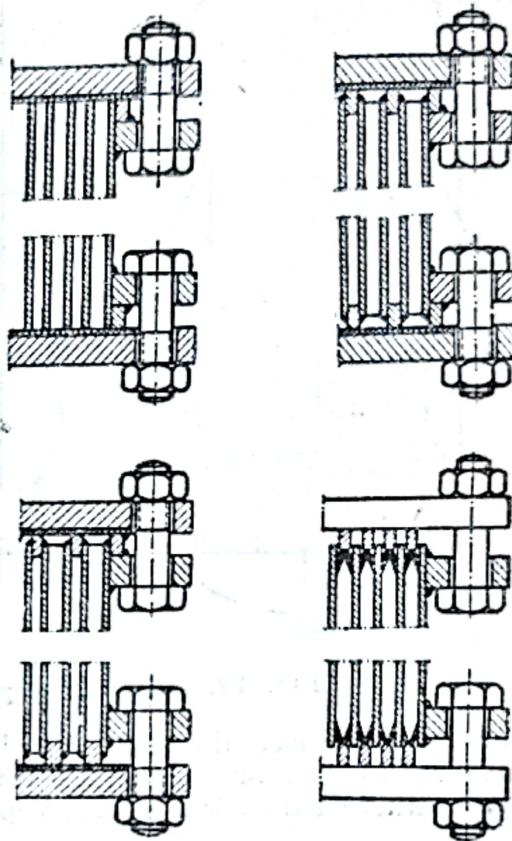


Fig. 15. Montarea pereților laterali la schimbătoarele spirale.

ment de cerc, toleranța (diferența) dintre diametrul șicanei și diametrul exterior al țevelor : 1–3% sau, de preferință : 0,5–1 mm.

7) Schimbătoarele de căldură spirale sunt formate din două table îndoită în formă de spirală și mărginite de doi pereți laterali, astfel încât să se separe două spații prin care circulă cele două fluide. Pereții laterali sunt demonstabili, pentru curățirea tablelor; etanșeitatea este asigurată prin garnituri sau prin sudarea marginilor tablelor în spirală (fig. 15).

Prin această construcție simplă, schimbătorul spiral prezintă numeroase avantaje importante : a) fluidele se mișcă printr-o secțiune constantă, fără variații de viteză și fără spații moarte, care sunt cauza depunerilor, a eroziunilor și a corozionilor ; b) viteza constantă a fluidelor și lipsa schimbărilor brusce de direcție fac ca energia necesară pentru pompare să fie mult redusă sau să se poată folosi, la aceeași energie de pompare, viteze mai mari, cu îmbunătățirea coeficientului de transmitere ; c) distanța relativ mică între cele două table, turbulența, lipsa depunerilor și grosimea mică a tolelor fac să se obțină coeficienți totali de transmitere de până la 3 000 kcal/m²·h·grd ; d) o mare concentrare a suprafeței schimbătoare de căldură (până la 80 m²/m³) și ținând seamă de coeficientul de transmitere care este de aproximativ patru

ori mai mare decât schimbătoarele tubulare, rezultă că suprafața concentrată într'un metru cub de schimbător spiral este echivalentă cu o suprafață de ordinul a 150 m² dintr'un schimbător tubular.

Avantajele de mai sus fac ca schimbătorul spiral să găsească mereu noi aplicații, de exemplu utilizarea căldurii care altădată se pierdea din cauza lipsei de rentabilitate; cu schimbătoarele spirale este rentabilă schimbarea căldurii chiar la o diferență de temperatură de numai câteva grade.

Marea concentrare a suprafeței rezultă din tabela 2, care dă dimensiunile principale ale schimbătoarelor spirale, cum și din fig. 13 și 14.

Tabela 2

Dimensiunile schimbătoarelor spirale

Suprafața m ²	Diametrul D mm			Lățimea L mm		
	pentru debitul, în m ³ /h			pentru debitul, în m ³ /h		
	10	20	40	10	20	40
<i>Schimbător de căldură lichid-lichid (fig. 12)</i>						
10	740	565	460	290	545	1 060
30	1 210	885	660	290	545	1 060
50	—	1 110	820	—	545	1 060
80	—	—	1 005	—	—	1 060
<i>Condensator spiral (fig. 13)</i>						
10	615	585	565	555	820	1 170
30	915	850	800	555	820	1 170
50	—	1 040	990	—	820	1 170
80	—	—	1 200	—	—	1 170

VALORI RECOMANDATE PENTRU CALCULUL RAPID AL SCHIMBĂTOARELOR DE CĂLDURĂ

Temperatura de intrare a apei de răcire (temperatura maximă de vară)	25°C
Temperatura de ieșire a apei de răcire (peste 60°C depune piatră)	50°C
Temperatura de ieșire a fluidului răcit	35°C
Temperatura de intrare a saramurii	— 12°C
Temperatura de ieșire a saramurii	— 6°C
Viteza apei de răcire în țevile schimbătorului	0,5 m/s
Viteza gazului	.5—10 m/s
Diametrul țevilor răcitorului (apă în țevi)	25—30 mm
Diametrul țevilor răcitorului (gaze în țevi)	.50 mm
Grosimea stratului mucilaginos în apa de răcire	δ = 0,5 mm
Coeficientul de conductivitate a stratului mucilaginos în apa de răcire	λ = 0,3 kcal·m grd

Grosimea stratului mucilaginos în saramura de răcire $\delta = 0,75$ mm	
Coeficientul de conductivitate a stratului mucilaginos în saramura de răcire	$\lambda = 0,4 \text{ kcal/m} \cdot \text{h} \cdot \text{grd}$
Coeficientul total de transmitere în schimbătoare apă-lichid	$k = 0,4 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{grd}$
Coeficientul total de transmitere saramură-lichid	$k = 250 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{grd}$
Coeficientul (parțial) de transmitere apă de răcire-perete (în țevi)	$\alpha = 2400 \text{ kcal/m} \cdot \text{h} \cdot \text{grd}$
Coeficientul (parțial) de transmitere apă de răcire-perete (în afara țevelor)	$\alpha = 650 \text{ kcal/m} \cdot \text{h} \cdot \text{grd}$
Coeficientul (parțial) de transmitere gaz-perete (în afara țevelor)	$\alpha = 20-40 \text{ kcal/m} \cdot \text{h} \cdot \text{grd}$
Coeficientul (parțial) de transmitere vapor-perete	$\alpha = 5500 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{grd}$
Coeficientul (parțial) de transmitere apă în fierbere-perete	$\alpha = 2000 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{grd}$

Obs. La proiectarea schimbătoarelor de căldură trebuie să se țină seamă de formarea ulterioară a straturilor de depuneri mucilaginoase, etc., care pot micșora mult eficacitatea schimbătorului. Un schimbător nou sau curățit de curând transmite o cantitate mai mare de căldură decât după un timp oarecare de funcționare.

XIX. EVAPORAREA

Generalități

Evaporarea este un proces termic prin care solventul unei soluții lichide trece în stare de vapor, în scopul concentrării soluției sau al cristalizării disolvantului. În industrie, ca rezultat al multor procese tehnologice, se obțin soluții diluate, din care este necesar să se elimine apa, uneori în cantități foarte mari.

Pentru evaporarea unui lichid trebuie să se îndeplinească două condiții esențiale :

- să se furnizeze lichidului căldura de vaporizare necesară;
- să se înlăture vaporii degajați.

Căldura necesară vaporizării poate fi furnizată în două moduri :

- prin contactul suprafeței soluției cu gaze calde (aer, gaze de ardere).
- prin transmiterea indirectă a căldurii, prin intermediul unui perete separator între soluția de evaporat și fluidul purtător de căldură.

Evaporarea după prima metodă se tratează ca o problemă de uscare (v. secțiunea Uscarea).

Transmiterea căldurii în evaporatoare

Transmiterea căldurii prin intermediul unui perete are loc și în evaporatoare, după legile generale ale transmiterii căldurii (expuse în secțiunea Transmiterea căldurii)

$$Q = k S \Delta t \quad (1)$$

unde :

- k este coeficientul total de transmitere, în kcal/m²·h·grd;
 S — suprafața prin care se transmite căldura, în m²;
 Δt — diferența de temperatură, în grd.

Problema care se pune în mod obișnuit este, fie de a găsi o suprafață prin care să se transmită căldura necesară evaporării unei cantități de apă într'un timp dat, astfel încât să se producă o anumită concentrare a soluției, fie să se găsească ce cantitate de soluție se poate concentra într'un evaporator cu o suprafață de încălzire dată. Rezultă că una dintre mărimile Q sau S este cunoscută sau poate fi cunoscută după caracteristicile soluției. Atât într'un caz, cât și în celălalt, este necesar să se cunoască coeficientul total de transmitere k și diferența de temperatură între fluidul încălzitor și lichidul de încălzit Δt .

Coeficientul total de transmitere este dat de ecuația :

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (2)$$

unde :

- λ este coeficientul de conductivitate termică, în kcal/m·h·grd;
 δ — grosimea stratului, în m;
 α_1, α_2 — coeficienții (parțiali) de transmitere, în kcal/m²·h·grd.

Ținând seama că suprafețele prin care se face transferul intermediar de căldură nu sunt egale (țevi), formula generală a transmiterii căldurii (1), va deveni :

$$Q = \frac{\Delta t}{\frac{1}{\alpha_1 S_1} + \frac{\delta}{\lambda S_3} + \frac{1}{\alpha_2 S_2}}, \quad (3)$$

unde : S_1, S_2, S_3 , sunt suprafețele corespunzând coeficienților α_1, α_2 și λ , în m.

În practică, valoarea termenului $\frac{\delta}{\lambda}$ este de obicei neglijabilă în comparație cu cea a termenilor $\left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}\right)$. În acest caz, formula devine :

$$Q = \frac{\Delta t}{\frac{1}{\alpha_1 S_1} + \frac{1}{\alpha_2 S_2}}, \quad (4)$$

sau, dacă se consideră $S_1 = S_2 = S$,

$$Q = \frac{\Delta t S}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}} = k S \Delta t,$$

unde :

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (5)$$

Diferența de temperatură

Este greu să se stabilească adevărata valoare a diferenței de temperatură Δt într'un evaporator.

Fluidul încălzitor (aburul) nu are o temperatură constantă. La intrarea în evaporator, din cauza supraîncălzirii, aburul are o temperatură mai înaltă decât cea de condensare, iar la sfârșitul condensării, temperatura scade sub temperatura de condensare corespunzătoare presiunii din spațiul de încălzire. În practică, efectul supraîncălzirii inițiale a vaporilor și al răcirii finale a condensatului se neglijează, deoarece, în cea mai mare parte, transmiterea căldurii se face în timpul condensării.

Pentru soluția de concentrat mai exact se măsoară presiunea din spațiul de evaporare, arătată de manometru, decât temperatura de fierbere a soluției, care variază cu concentrația; se obișnuiește să se determine temperatura lichidului în fierbere, în mod indirect, din presiunea indicată de manometru, neglijând variația punctului de fierbere, datorită concentrației soluției și altor factori.

Disolvatul din soluție ridică punctul de fierbere, după relația :

$$\frac{\Delta p}{p_0} = \frac{n}{n_1 + n_2} \quad (6)$$

unde :

Δp este diferența dintre presiunea de vaporii a solventului pur și a soluției;

p_0 — presiunea de vaporii a solventului pur;

n_2 — numărul de moli de substanță disolvată;

n_1 — numărul de moli de solvent.

Tabela 1

Ridicarea punctului de fierbere

Solventul	Ridicarea punctului de fierbere grd
Apă	0,511
Fenol	3,600
Benzen	2,57
Alcool etilic	1,20
Anilină	3,69
Amoniac	0,34

Ecuția (6) este exactă numai la concentrații mici. Pentru solvenții uzuali, în domeniul în care ecuația (6) este valabilă, ridicarea punctului de fierbere pe unitatea de concentrație (moli disolvat/1 000 cm³ solvent) este dată în tabela 1. Pentru soluții mai concentrate (până la 20%), se consideră că raportul dintre presiunea soluției și presiunea de vaporii a solventului pur la aceeași temperatură este constant.

Pentru soluții și mai concentrate, temperatura de fierbere se determină experimental. Pentru soluțiile obișnuite se găsesc tabele și diagrame de

corelare a rezultatelor experimentale. Se dă mai jos (după Braines) o astfel de tabelă :

Temperaturi de fierbere ale unor soluții apoase

Tabela 2

Temperatura °C	Concentrația, %			
	KOH	NaOH	NaCl	MgCl ₂
101	4,49	4,12	6,19	4,67
102	8,51	7,40	11,03	8,42
103	11,97	10,15	14,67	11,66
104	14,82	12,51	17,69	14,31
105	17,01	14,53	20,32	16,59
107	20,88	18,32	25,09	20,32
110	25,65	23,08	28,92 (la 108°C)	24,41
115	31,97	26,21	—	29,48
120	36,51	33,77	—	33,07
125	40,23	37,58	—	36,02
140	48,05	48,32	—	38,61
160	54,89	60,13		
180	60,41	69,97		
200	64,91	77,53		
220	68,73	84,03		
240	72,46	88,89		
260	75,76	93,02		
280	78,95	95,92		
300	81,63	98,47 (la 314°C)		
340	86,18	—		

Când nu se dispune de date experimentale, metoda lui Dühring (v. secțiunea Bilanțul materialelor) poate fi aplicată cu rezultate satisfăcătoare. În diagramele din fig. 1 și 2 sunt date liniile lui Dühring pentru soluțiile de acid sulfuric și de hidroxid de sodiu.

Exemplu. Să se determine temperatura de fierbere a unei soluții de acid sulfuric 20 %, la 200 mm col. Hg, dacă la presiunea atmosferică fierberea are loc la 104°C.

Temperatura de 70°C, citită pe diagrama din fig. 1 concordă cu temperatura găsită în tabela cu tensiunile soluțiilor de acid sulfuric, întrucât la temperatura de 70°C corespunde tensiunea de vapori de 207 mm col. Hg, de unde rezultă că, la presiunea de 200 mm col. Hg, temperatura corespunzătoare este de 69,13°C.

Această temperatură poate fi găsită și prin calcul, folosind relația $p/p_0 = \text{const.}$

La 104°C, presiunea p a vaporilor de apă deasupra soluției este 760 mm col. Hg = 1,033 kgf/cm², pe când presiunea p_0 a vaporilor de apă din tabela vaporilor de apă este 1,190 kgf/cm²; raportul presiunea relativă de vapori are valoarea:

$$\frac{p}{p_0} = \frac{1,033}{1,190} = 0,868.$$

În vid sub 200 mm col. Hg, soluția atinge punctul de fierbere, în timp ce presiunea relativă de vapori se menține constantă, adică:

$$\dot{x} = \frac{200}{0,868} = 230 \text{ mm col. Hg.}$$

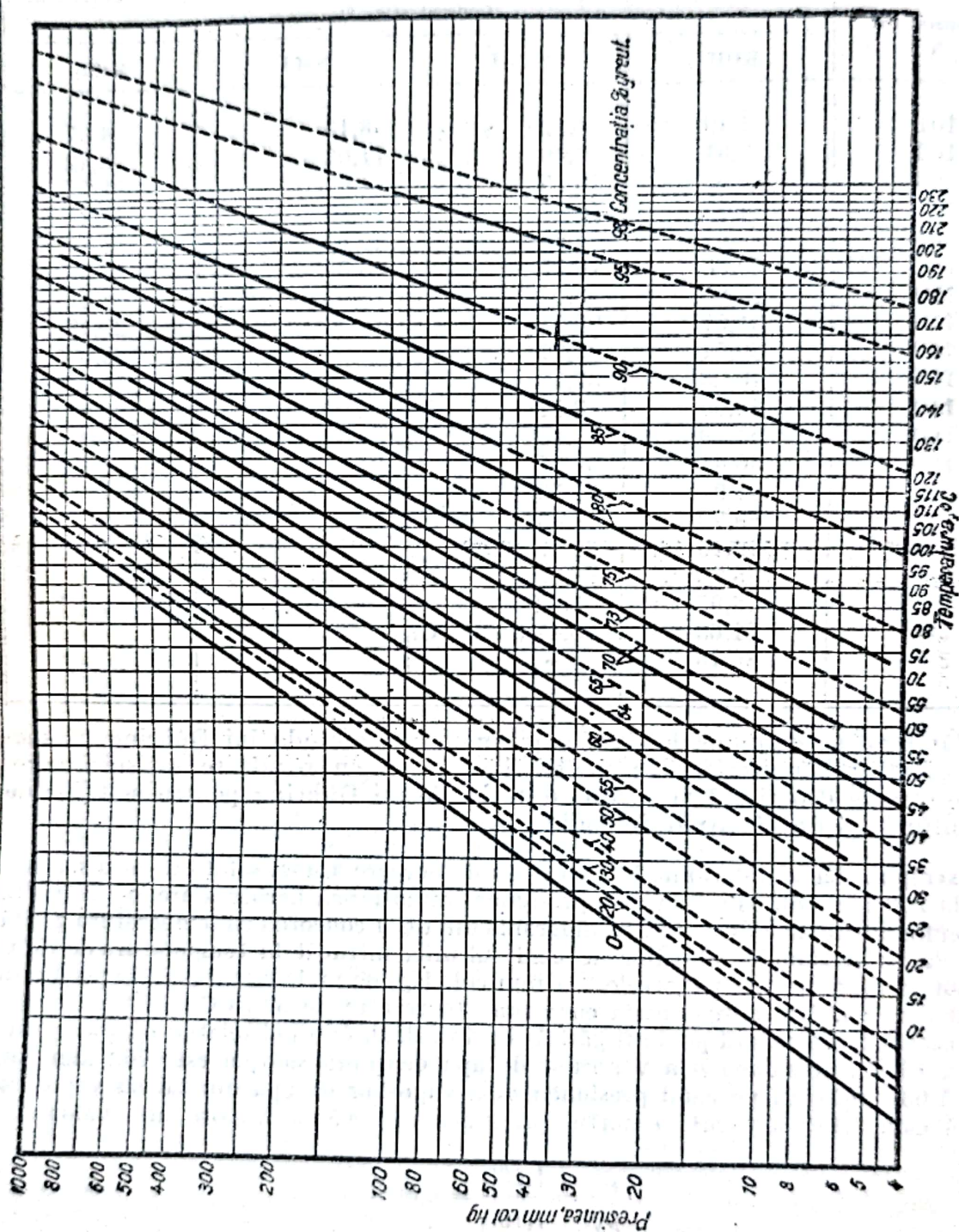


Fig. 1. Presiunea de vapori a soluțiilor de acid sulfuric de diferite concentrații.

Presiunea vaporilor de apă la temperatura de fierbere a soluției de acid sulfuric 20 % sub presiunea de 200 mm col. Hg este de 230 mm col. Hg = 0,313 kgf/cm², ceea ce corespunde, după tabelele presiunii vaporilor de apă, la 69,6°C.

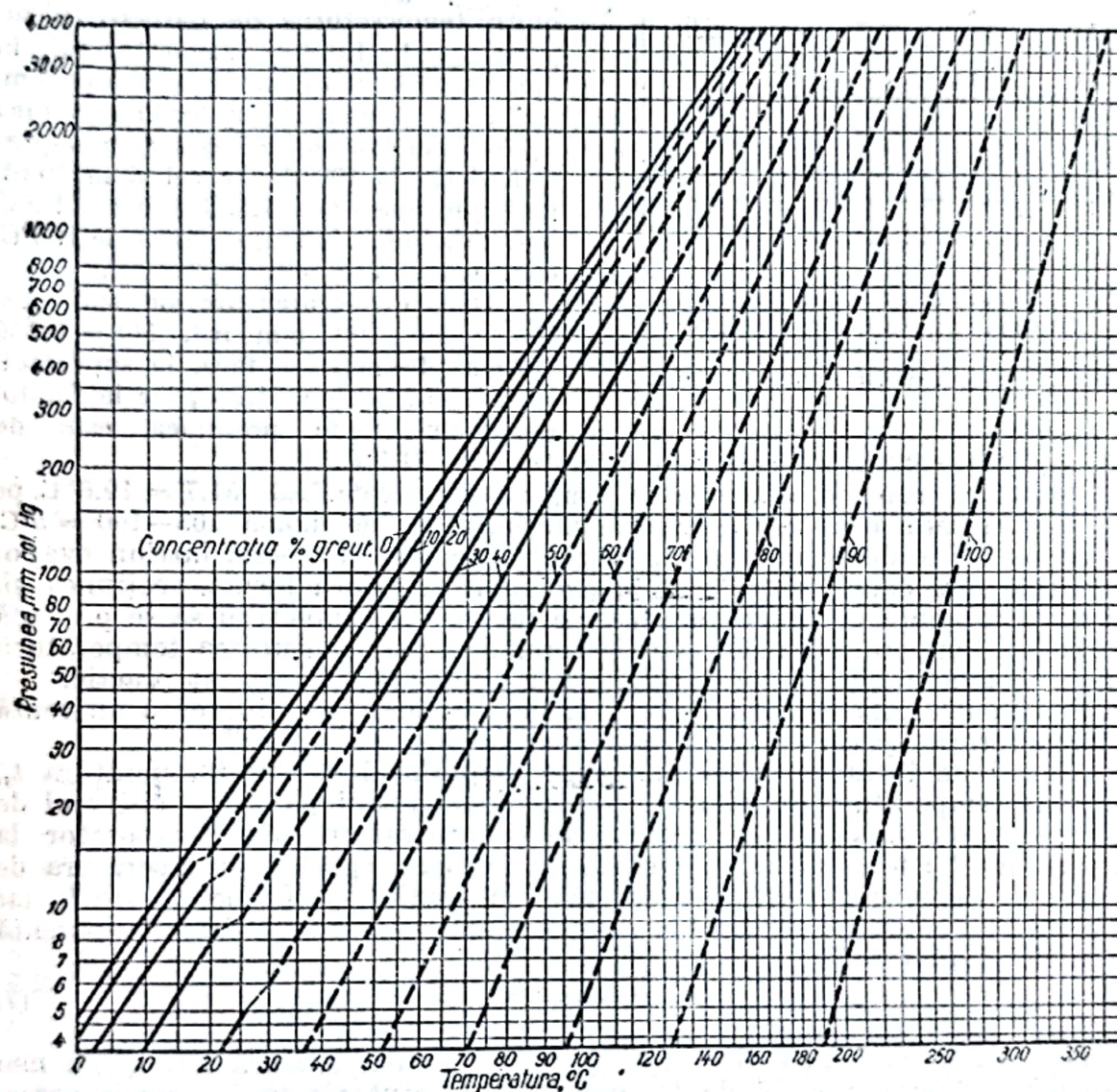


Fig. 2. Presiunea de vapori a soluțiilor de hidroxid de sodiu de diferite concentrații.

Influența stratului de lichid

Temperatura de fierbere a unui lichid este funcție de presiunea la care se găsește lichidul. Într'un evaporator, suprafața lichidului se găsește la presiunea din spațiul de vapori, arătată la manometru. În straturile de la fundul evaporatorului, presiunile sunt mai înalte, deoarece la presiunea din spațiul de vapori se adaugă presiunea corespunzătoare coloanei de lichid de deasupra. Lichidul de la fund fierbe deci la temperaturi mai înalte.

Influența stratului de lichid este cu atât mai mare, cu cât presiunea în spațiul de vapori este mai joasă.

Exemplu. Într'un evaporator se concentrează o soluție diluată ale cărei constante fizice sunt considerate, pentru simplificare, egale cu ale apei. Conducând operația de evaporare, odată sub presiunea de 760 mm col. Hg și apoi sub presiunea de 100

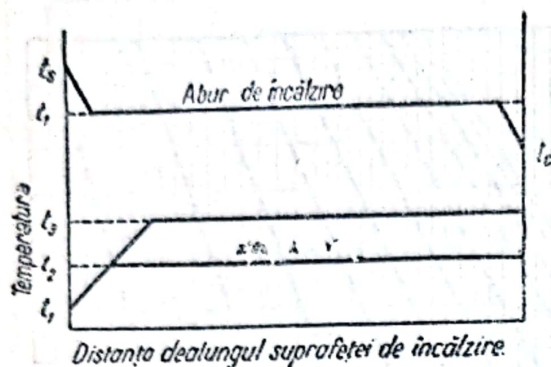


Fig. 3. Temperatura în evaporator.

mm col. Hg, să se determine diferența dintre temperaturile de fierbere la suprafața și la fundul evaporatorului, în ipoteza că lichidul are înălțimea de 2 m.

Când evaporarea are loc la presiunea de 760 mm col. Hg, lichidul de la suprafață fierbe la 100°C , iar cel de la fund, unde presiunea este $1,033 + 0,2 = 1,233$ kgf/cm², fierbe la temperatura de 105°C , corespunzătoare acestei presiuni.

Dacă evaporarea are loc sub presiunea de 100 mm col. Hg = 0,136 kgf/cm², fierberea se face, la suprafață, la temperatura de $51,7^{\circ}\text{C}$, iar la fundul aparatului, unde presiunea este de

$0,136 + 0,200 = 0,336$ kgf/cm², la temperatura de $71,3^{\circ}\text{C}$.

Rezultă că, sub vid, diferența de temperatură este de $71,3 - 51,7 = 19,6^{\circ}\text{C}$, pe când la presiunea atmosferică, această diferență este de numai $105 - 100 = 5^{\circ}\text{C}$.

În realitate, determinarea temperaturii medii de fierbere, într'un evaporator, este mai complicată decât în exemplul anterior; forma, secțiunea și, mai ales, influența curenților produși de fierbere fac imposibil să se prevadă prin calcul temperatura medie de fierbere. Nici prin măsurarea temperaturii în diferite puncte ale evaporatorului nu se ajunge la un rezultat practic.

Pentru ușurința calculelor s'a introdus termenul de „diferența aparentă de temperatură” și cel de „coeficient aparent de transmitere”.

Aburul de încălzire intră în aparat supraîncălzit la temperatura t_s , ajunge la temperatura de saturație t_1 , iar condensatul părăsește sistemul de încălzire la temperatura t_c . Lichidul de concentrat intră în evaporator la temperatura t_1 ; temperatura aparentă de fierbere, egală cu temperatura de fierbere a solventului pur, la presiunea din spațiul de fierbere, este t_2 , iar temperatura de fierbere reală a lichidului din aparat este t_3 . Diferența aparentă de temperatură este:

$$\Delta t = t_1 - t_2. \quad (7)$$

Din fig. 3 rezultă că diferența aparentă de temperatură este puțin mai mare decât diferența reală de temperatură. Faptul acesta impune o corectare a coeficientului total de transmitere; din această corectare rezultă coeficientul total aparent de transmitere.

Determinarea coeficientului de transmitere a căldurii

Coeficientul total de transmitere a căldurii se determină cu ajutorul formulei generale (2) sau cu ajutorul formulei simplificate (5).

Pentru determinarea valorii lui α vezi secțiunea „Transmiterea căldurii”.

Pentru calcularea coeficientului α , pentru vapori care se condensează pe pereți verticali, se folosește relația:

$$\alpha = \frac{B}{(H \Delta t_1)^{0,25}} \quad (8)$$

unde :

$$B = 5700 + 56t_1 - 0,09t_1^2;$$

t_1 este temperatura de fierbere a solventului la presiunea respectivă, în °C;

H — înălțimea peretelui vertical, în m;

Δt_1 — diferența dintre temperatura vaporilor și temperatura feței peretelui, în grd.

Valoarea lui α_s (coeficientul de transmitere a căldurii dela perete la fluidul de încălzit) se determină în modul următor :

Se calculează valoarea lui α_a pentru apă, cu una dintre formulele cunoscute dela transmiterea căldurii și apoi se calculează valoarea lui α_s pentru soluția de concentrat, după formula :

$$\alpha_s = \alpha_a \left(\frac{\lambda_s}{\lambda_a} \right)^{0,565} \left[\left(\frac{\gamma_s}{\gamma_a} \right)^2 \cdot \frac{c_s}{c_a} \times \frac{\eta_s}{\eta_a} \right]^{0,435} \quad (9)$$

unde :

α_a este coeficientul de transmitere apă-perete;

λ — coeficient de conductivitate termică;

γ — greutatea specifică;

c — căldura specifică;

η — viscozitatea;

indicele s se referă la soluție, iar indicele a la apă.

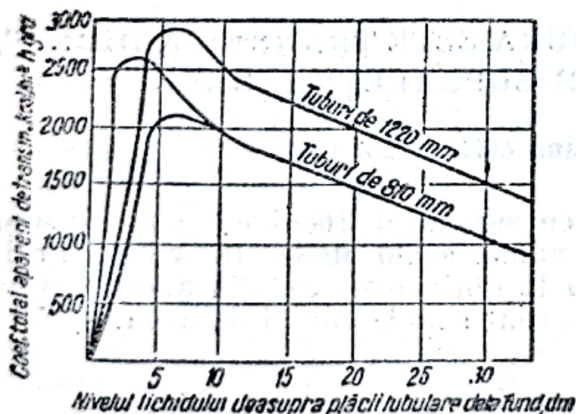


Fig. 5. Comparația coeficientului total aparent de transmitere, la diferite niveluri ale lichidului pentru evaporatoare cu tuburi de 810 și 1220 mm lungime.

fost apă distilată. Curbele din diagramă indică valoarea coeficientului total

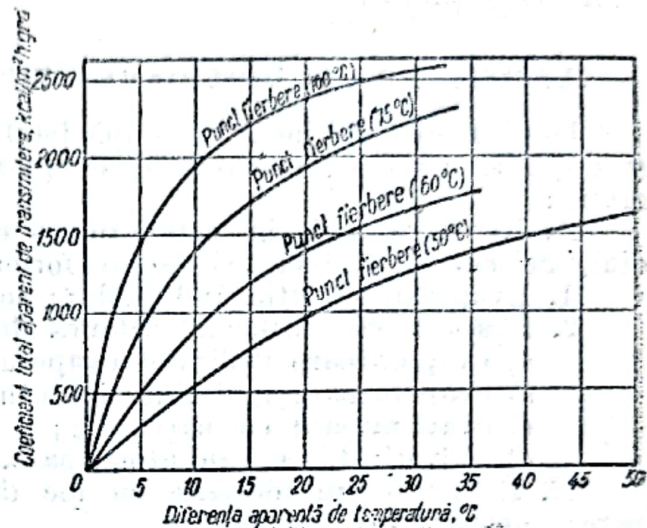


Fig. 4. Coeficientul total aparent de transmitere pentru un evaporator vertical cu țevi suspendate.

Prin introducerea diferenței aparente de temperatură trebuie să se utilizeze, în cazurile respective, coeficienți aparenti de transmitere. Valoarea coeficientului total aparent de transmitere este obținută prin verificări practice la fiecare tip de evaporator.

În fig. 4 este dată valoarea coeficientului total aparent de transmitere, în funcție de diferența aparentă de temperatură, pentru un evaporator vertical cu țevi independente de corpul evaporatorului (tipul din fig. 12). Evaporatorul cu care s'a experimentat conținea 24 tuburi cu diametrul de 50,8 mm și cu lungimea de 810 sau de 1220 mm.

Lichidul evaporat la experiențe a

aparent de transmitere, la diferite temperaturi de fierbere ale apei. Circulația lichidului în evaporator este naturală.

În fig. 5 este dată comparația coeficientului total aparent de transmitere, la diferite niveluri ale lichidului, într'un evaporator vertical cu tuburi de 810 mm și 1 220 mm lungime și cu curgere naturală. Lichidul evaporat era apa distilată; temperatura aburului de încălzire, 100°C; temperatura vaporilor degajați, 75°C.

CLASIFICAREA ȘI DESCRIEREA TIPURILOR DE EVAPORATOARE

După modul de încălzire, după felul cum se face îndepărtarea vaporilor și după sistemul de construcție, evaporatoarele se clasifică în următoarele grupe:

- A. Evaporatoarele în care căldura este transmisă direct, prin intermediul unei suprafețe libere, și vaporii formați sunt antrenati de un gaz inert:
 1. Evaporatoare utilizând căldura solară.
 2. Evaporatoare utilizând căldura dela gaze sau aer cald:
 - a) evaporatoare utilizând evaporarea la suprafața lichidului;
 - b) evaporatoare în formă de turnuri umplute;
 - c) evaporatoare cu barbotare;
 - d) pulverizatoare sau atomizoare.
- B. Evaporatoare încălzite cu foc direct sau cu gaze calde printr'un perete despărțitor.
- C. Evaporatoare încălzite cu abur:
 1. Evaporatoare cu țevi orizontale:
 - a) evaporatoare cu lichidul în exteriorul țevilor;
 - b) evaporatoare cu lichidul în interiorul țevilor.
 2. Evaporatoare cu țevi verticale:
 - a) evaporatoare cu lichidul în interiorul țevilor;
 - b) evaporatoare cu film ascendent de lichid în țevi;
 - c) evaporatoare cu circulație forțată.
 3. Evaporatoare cu țevi înclinate.
 4. Evaporatoare speciale.

A. EVAPORATOARE ÎN CARE CĂLDURA ESTE TRANSMISĂ DIRECT, PRIN INTERMEDIUL UNEI SUPRAFEȚE LIBERE

1. Evaporatoare utilizând căldura solară

Aceste evaporatoare se construiesc cu suprafață liberă cât mai mare și cu strat subțire de lichid. Sunt folosite numai acolo unde alte surse de căldură sunt prea costisitoare, de exemplu la obținerea sării din apele marine bogate în sare. În cele mai multe cazuri, sunt simple bacuri de lemn.

2. Evaporatoare utilizând căldura dela gaze sau aer cald

- a) Evaporatoare utilizând evaporarea la suprafața lichidului. Sunt utilizate:
 - a) Evaporatorul cu pulverizare care realizează o suprafață mare de evaporare, aruncând picături fine de soluție în zona gazelor de încălzire, prin rotirea unui arbore prevăzut cu discuri parțial cufundate în lichid. Soluția concentrată se scurge la baza camerei de evaporare, în timp ce gazele de ardere ale unui cuptor circulă în contracurent.

Capacitatea de evaporare este foarte mare, datorită marii diferențe de temperatură dintre gazele calde și lichid, cum și din cauza suprafeței mari a picăturilor de lichid. Evaporatorul prezintă inconvenientul că soluția se amestecă cu funinginea și cu praful provenit din gazele de ardere.

β) *Evaporatorul cu șicane* (fig. 6), realizează un contact intim între gazele de ardere și soluția supusă concentrării, folosind un sistem de șicane. Gazele de ardere străbat saturatorul *S*, în contracurent cu soluția diluată care se concentrează și iese prin *e*.

Pentru a evita pierderile de disolvat, gazele de ardere trec într'un recuperator *R*, pe care îl străbat de jos în sus, în contracurent cu soluția diluată. Gazele părăsesc evaporatorul prin *d*.

Evaporatorul este utilizat pentru concentrarea acidului sulfuric. Încălzirea se face cu gaze calde de 300 — 450°C. Cu acest evaporator s'a obținut concentrarea acidului sulfuric, dela 48° Bé, la 65,9° Bé.

b) *Evaporatoare în formă de turnuri cu umplutură*. Turnurile de evaporare sunt cilindri plini cu corpuri de umplere care realizează o suprafață mare de contact între lichidul care curge, din vârful turnului spre bază, sub forma unei pelicule fine, pe corpurile de umplere, și gazele calde care circulă în contracurent. În industria acidului sulfuric, turnul Glover are și rolul unui turn de evaporare. Acidul diluat introdus prin vârf se concentrează pe măsură ce coboară, evaporarea făcându-se datorită căldurii sensibile a gazelor care pătrund pe la bază. Alte procedee pentru concentrarea acidului sulfuric folosesc, deasemenea, turnuri de evaporare, unde gazele calde sunt produse de un arzător. Astfel, în instalația din fig. 7, gazele de ardere pătrund în coloana *a*, pe la bază, iar soluția care urmează să fie concentrată intră prin duza *k*, sub forma unei ploii fine. Soluția concentrată se scurge pe la partea inferioară a coloanei, în timp ce gazele de ardere părăsesc coloana *a* pe sus, trec într'un turn recuperator *b*, unde acidul sulfuric antrenat este reținut, și apoi prin vasul spălător *d*, cu cocs sau cu corpuri de umplere, unde sunt curățite înainte de a fi trimise la coș.

c) *Evaporatoare cu barbotare*. Evaporatoarele cu barbotare se bazează pe trecerea unui curent de gaz prin lichidul de concentrat. Aerul este injectat

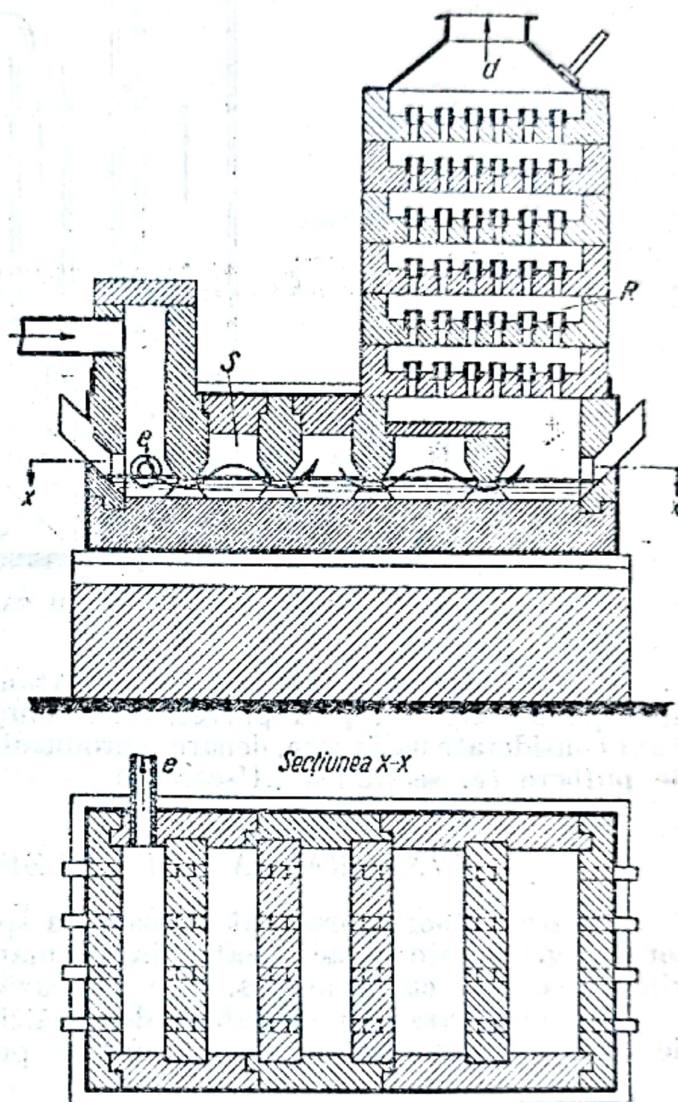


Fig. 6. Evaporator cu șicane.

în lichid în bule fine și servește la antrenarea vaporilor și la agitarea soluției care se menține la o temperatură constantă. Se utilizează în mod curent la concentrarea soluțiilor de acid lactic și a coloranților organici.

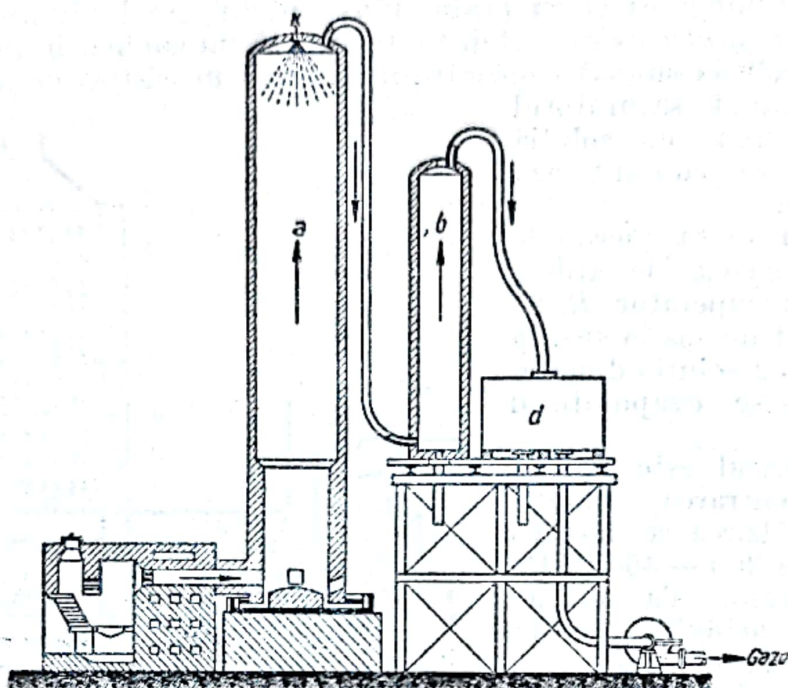


Fig. 7. Evaporator cu gaze de ardere.

d) **Pulverizatoare sau atomizoare.** Atomizoarele evaporă solventul până aproape de sicitate, prin pulverizarea soluției într'un curent de gaze calde. Sunt considerate uscătoare, deoarece produsul concentrat se prezintă sub formă de pulbere (v. secțiunea „Uscarea”).

B. EVAPORATOARE ÎNCĂLZITE CU FOC DIRECT

Aceste evaporatoare sunt utilizate în special în industria sării. Evaporatorul (fig. 8) este caracterizat printr'o mare suprafață liberă, unde soluția vine în contact cu atmosfera, care ușurează evacuarea aburului produs.

Intr'un aparat cu suprafața de încălzire de 180 m^2 și cu o suprafață de contact cu atmosfera de 160 m^2 se produce zilnic $10 - 12 \text{ t}$ sare.

C. EVAPORATOARE ÎNCĂLZITE CU ABUR

1. Evaporatoare cu țevi orizontale

a) **Evaporatoare cu lichidul în exteriorul țevelor.** Un astfel de evaporator este reprezentat în fig. 9. Fascicolul de țevi de încălzire este cufundat în lichidul de concentrat; alimentarea se face lateral, deasupra sau sub nivelul apei. La partea de sus este un separator pentru apa antrenată de vaporii.

Se construiesc evaporatoare de acest tip, cu următoarele dimensiuni: diametrul, $1,8 - 2,4 \text{ m}$; înălțimea, $2,5 - 3,5 \text{ m}$; diametrul țevelor $20 - 50 \text{ mm}$.

Un alt tip de evaporator de construcție principală asemănătoare constă dintr'un corp cilindric cu lungimea de $2,4 - 3,65 \text{ m}$ și cu diametrul de $0,9 - 3,65 \text{ m}$

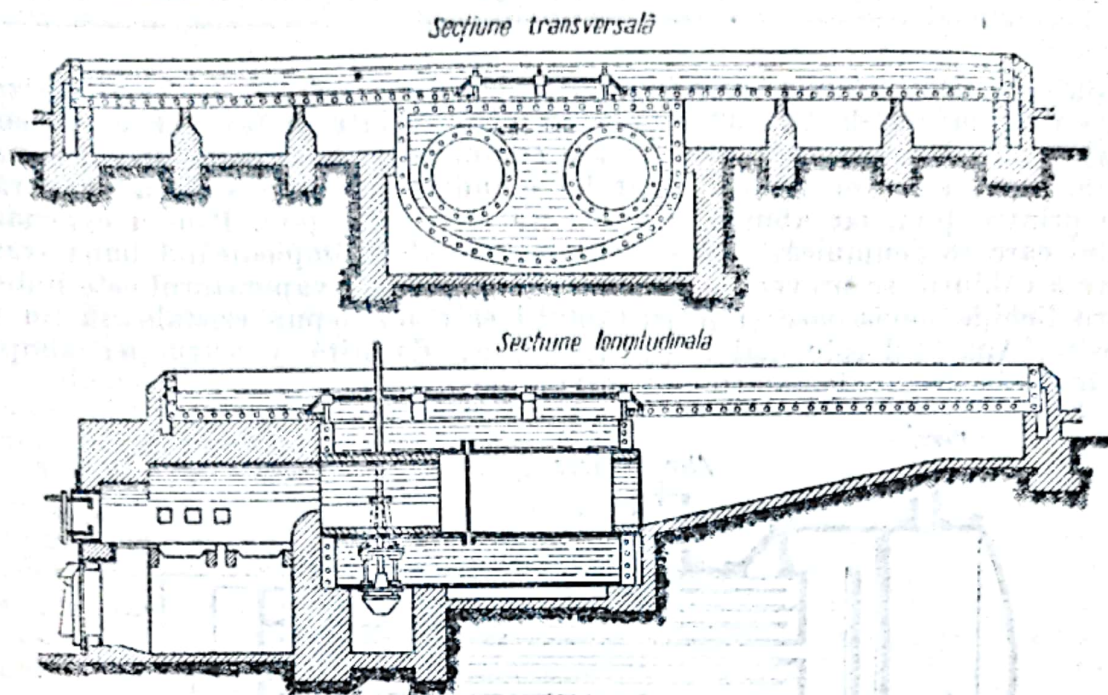


Fig. 8. Evaporator cu tuburi de flacăără.

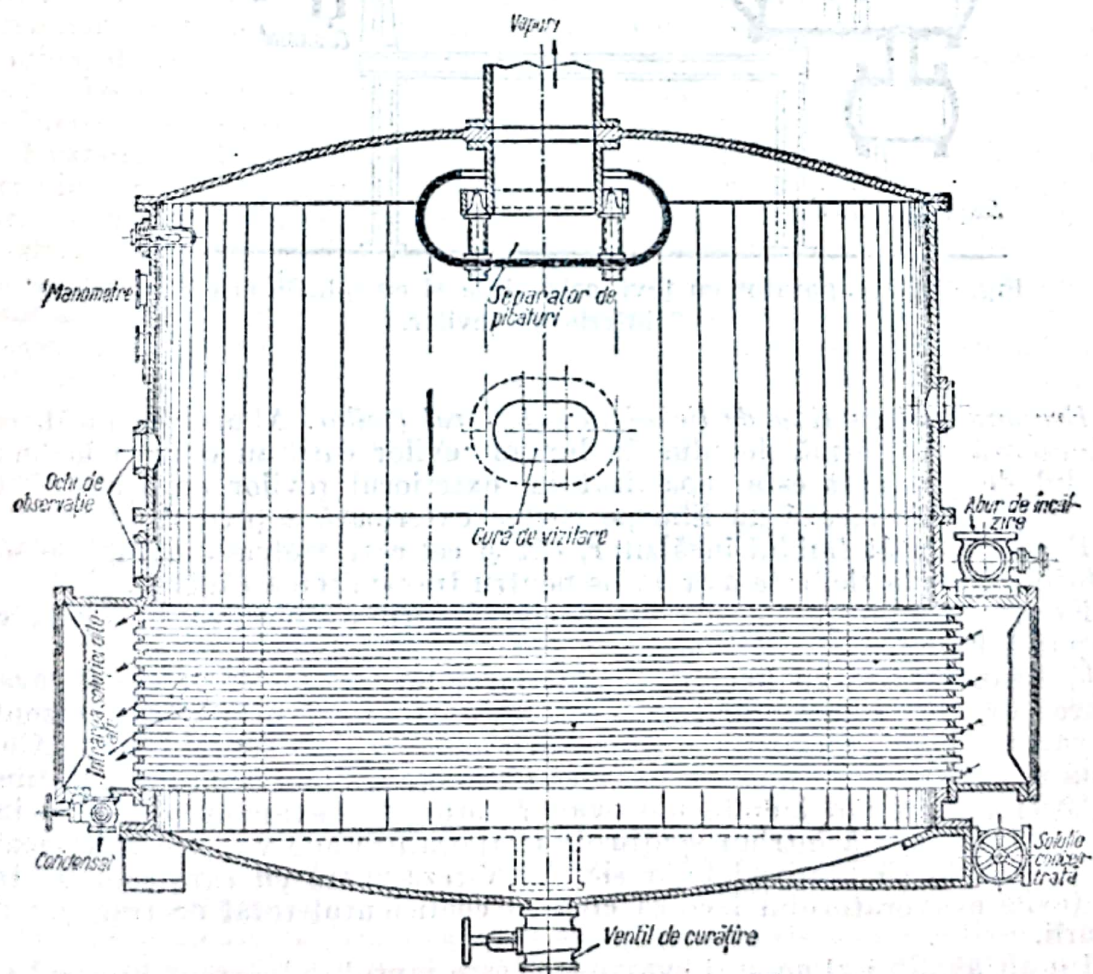


Fig. 9. Evaporator cu țevi orizontale și cu soluția circulând în exteriorul țevelor.

tipurile mai des întâlnite având diametrul între 1,8 și 2,4 m. Țevile orizontale, cu diametrul de 22–32 mm, sunt dispuse într'un fascicol care ocupă jumătate din lățimea aparatului și fac comunicația între două spații situate la cele două extremități ale mantalei cilindrice. Soluția supusă evaporării trece printre țevi, iar aburul de încălzire trece prin țevi. Pentru evacuarea aerului care se acumulează pe suprafețele metalice, împiedicând buna transmitere a căldurii, se prevede o conductă de aerisire. Evaporatorul este indicat pentru lichide neviscoase și pentru soluții care nu depun cristale sau nu fac depozite. Aparatul este mai puțin costisitor, datorită construcției simple; este întâlnit des în instalații industriale mici.

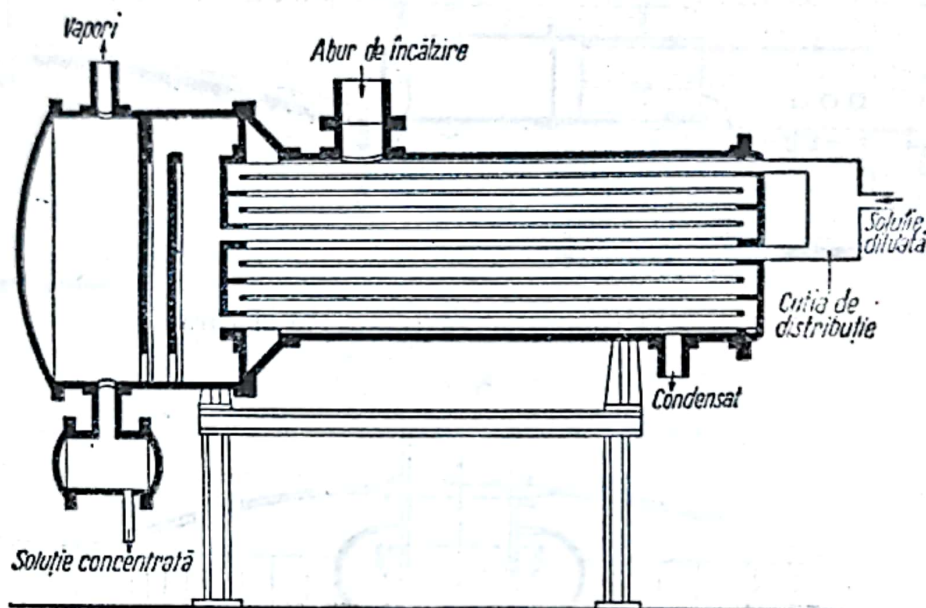


Fig. 10. Evaporator cu țevi orizontale și cu soluția circulând în interiorul țevilor.

Evaporatorul cu film de lichid în exteriorul țevilor. Aburul de încălzire se condensează sub formă de film, în lungul țevilor care au o mică înclinație. Lichidul de evaporat este repartizat în exteriorul țevilor cu ajutorul unui distribuitor, și formează un film pe partea exterioară a țevilor.

Faptul că atât fluidul încălzitor, cât și cel care trebuie încălzit, se scurg sub formă de pelicule, este avantajos pentru transmiterea căldurii.

Evaporatorul este folosit în special pentru evaporarea lichidelor care fac spumă multă.

b) *Evaporatoare cu lichidul în interiorul țevilor.* La acest tip de evaporatoare (fig. 10) soluția de concentrat este pompată prin țevile orizontale ale evaporatorului, încălzite cu abur saturant sau slab supraîncălzit. Aburul circulă printre țevi și mantaua metalică exterioară. Soluția încălzită în timpul circulației prin țevile îndoită ale evaporatorului se evaporă parțial și intră sub formă de spumă într'un spațiu de evaporare, unde vaporii sunt separați de faza lichidă cu ajutorul unor șicane. Viteza mare cu care soluția trece prin țevile evaporatorului face să crească coeficientul total de transmitere a căldurii.

Un alt avantaj al acestui evaporator este faptul, important în cazul folosirii aburului supraîncălzit sau al evaporării soluțiilor termolabile, că soluția este expusă numai scurt timp la temperaturi înalte.

Acest evaporator este indicat pentru lichidele termolabile, pentru lichidele care fac spumă și pentru soluții lipicioase. Dimensiunile de construcție sunt: diametrul țevelor, 30–80 mm; lungimea țevelor, 3 000–4 500 mm.

2. Evaporatoare cu țevi verticale

a) **Evaporatoare cu lichidul în interiorul țevelor.** Foarte răspândit este: *evaporatorul cu tub de circulație* (fig. 11), format dintr'un recipient cilindric vertical, cu baza conică sau bombată, în interiorul căruia se află două plăci tubulare pe care sunt montate țevile verticale, astfel încât spațiul de evaporare să comunice cu interiorul țevelor.

Țevile de fierbere, înalte de 0,76–1,85 m (de obicei de 1,5 m) au diametrul cuprins între 25 și 50 mm. Dimensiunile camerelor de încălzire și, în special, a diametrului, depind de natura soluției care se concentrează; cu cât diametrul țevelor este mai mare, cu atât circulația este mai slabă și supraîncălzirile sunt mai greu de evitat. Astfel, în industria zahărului, se folosesc evaporatoare care au camerele de încălzire cu tuburi de numai 0,6 m lungime, pentru ca să se prevină o trecere prea îndelungată a soluției prin tuburile încălzitoare.

Pentru a îmbunătăți circulația lichidului, în regiunea centrală a plăcilor tubulare este prevăzut un tub cu diametru mai mare, a cărui secțiune reprezintă 25–100% din secțiunea totală a țevelor, și prin care trece un curent descendent de lichid, pe când prin țevile cu diametru mic soluția care fierbe se ridică, datorită greutateii specifice mai mici, rezultată din amestecul ei cu vaporii. La camerele de încălzire mari pot fi necesare chiar mai multe tuburi de cădere. Diametrul minim al acestor tuburi este de 300 mm.

Evaporatorul cu tub de circulație realizează o suprafață de încălzire mare; mai are și avantajul că, în cazul depunerilor, curățirea țevelor se face ușor. Se obțin rezultate bune când se concentrează soluții de săruri, în industria zahărului, etc. Dacă sărurile fac depozite pe tuburile încălzitoare, cum sunt soluțiile saline care conțin gips, crusta depusă este foarte aderentă și poroasă și, acumulând gaze permanente, reduce conductivitatea termică a aparatului atât de mult, încât este nevoie să se curețe destul de des țevile încălzitoare, operație care întrerupe procesul de fabricație și ridică prețul de cost. Deasemenea, și pierderile de căldură provenite din evacuarea aerului se ridică la 5–7%; coeficientul total de transmitere este cuprins între 350 și 800 kcal/m²·h·grd.

Inconvenientul depunerilor este mult redus la *evaporatorul cu încălzitor suspendat* (fig. 12), care acționează ca și evaporatorul cu tub de circulație, deosebindu-se de acesta prin camera de încălzire formată dintr'un fascicul de țevi verticale, dispuse astfel, încât, în apropierea pereților să rămână un spațiu inelar. Circulația soluției se face prin curentul ascendent din țevile de fierbere și prin curentul descendent din spațiul inelar. Cu cât diametrul țevelor este mai mic, cu atât viteza de circulație este mai mare. Avantajul acestui tip de evaporator constă în faptul că blocul cu țevi se poate scoate și se poate curăța cu mai multă ușurință; pierderile datorite încălzirii exterioare în zona de transmitere a căldurii sunt mai mici, deoarece curentul descendent al spațiului inelar are o temperatură mai joasă decât a aburului de încălzire care, la evaporatorul cu tub de circulație, vine în contact direct cu mantaua exterioară a aparatului.

b) **Evaporatoare cu film ascendent de lichid.** Tipurile mai des folosite sunt:

a) *Evaporatorul Kestner.* Pornind de la constatarea că efectul de evaporare nu este dat de înălțimea țevelor de fierbere, ci de înălțimea zonei de fierbere unde iau naștere vaporii care produc curentul ascendent, s'a construit

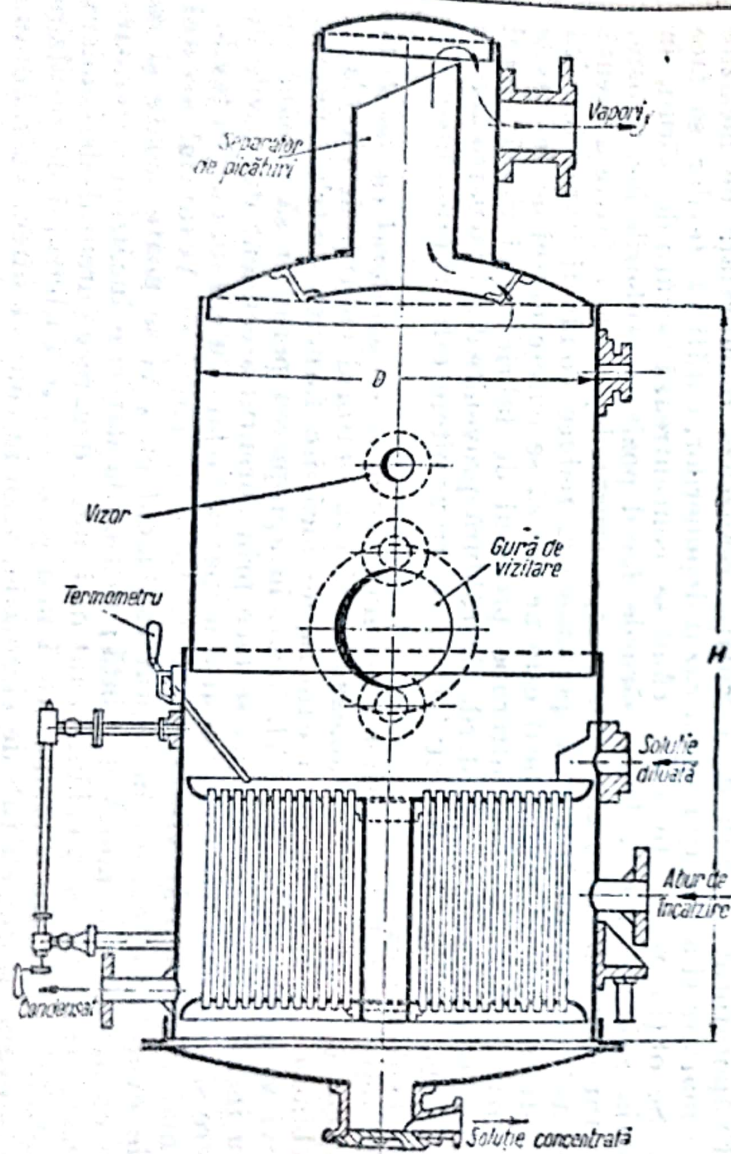


Fig. 11. Evaporator cu tub de circulație.

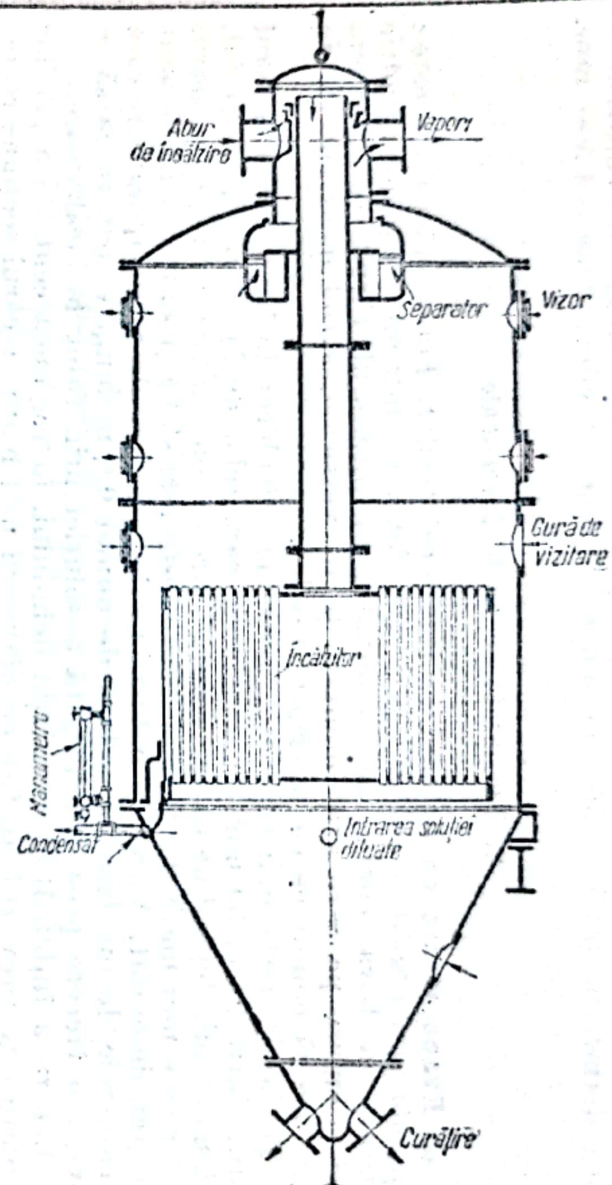


Fig. 12. Evaporator cu încălzitor suspendat.

evaporatorul Kestner (fig. 13) cu țevi de evaporare de 3,5–6,5 m lungime și 25–40 mm diametru. Principiul construcției constă în faptul că bulele de vapori, care se ridică într'un tub lung cu diametru mic, antrenează o peliculă subțire de lichid pe peretele tubului de încălzire. Acest fenomen duce la o evaporare intensă a soluției expuse într'un strat subțire, având o viteză până la 20 m/s, ceea ce asigură un coeficient de transmitere ridicat (1 100–2 300 kcal/m²·h·grd).

Țevile încălzitoare, cu lungimea aproape cât toată înălțimea evaporatorului, sunt fixate în două plăci tubulare, montate în apropierea extremităților mantalei cilindrice a evaporatorului. Țevile de încălzire depășesc placa tu-

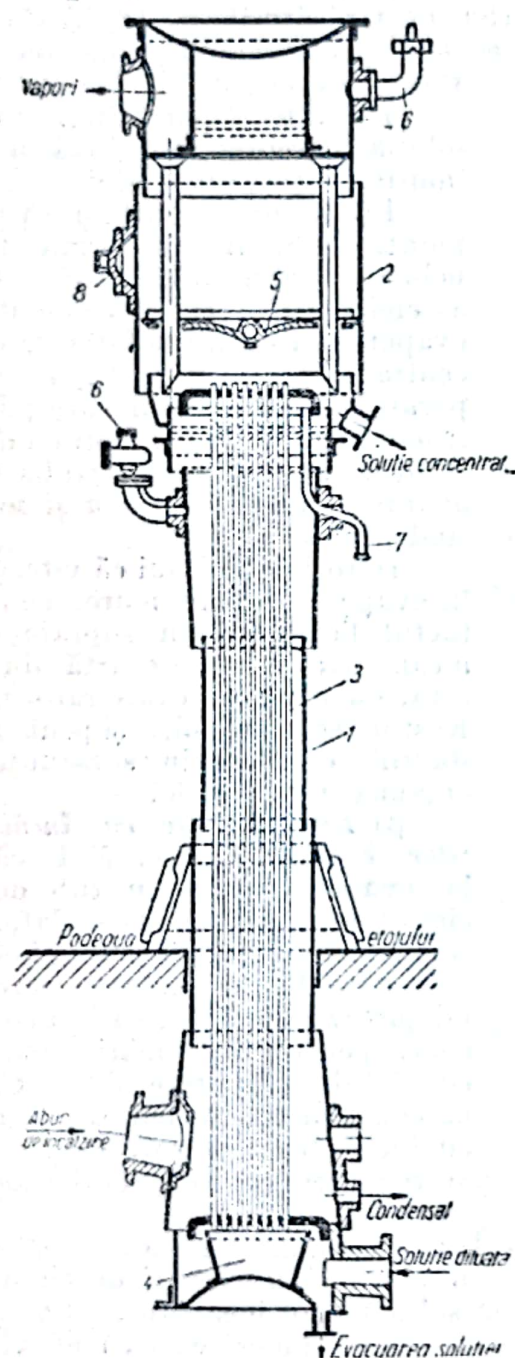


Fig. 13. Evaporator Kestner :

- 1 - corpul aparatului; 2 - separator;
- 3 - țevi; 4 - cameră pentru soluție;
- 5 - deflegmator; 6 - ventil de siguranță;
- 7 - conductă de colectare;
- 8 - gură de vizitare.

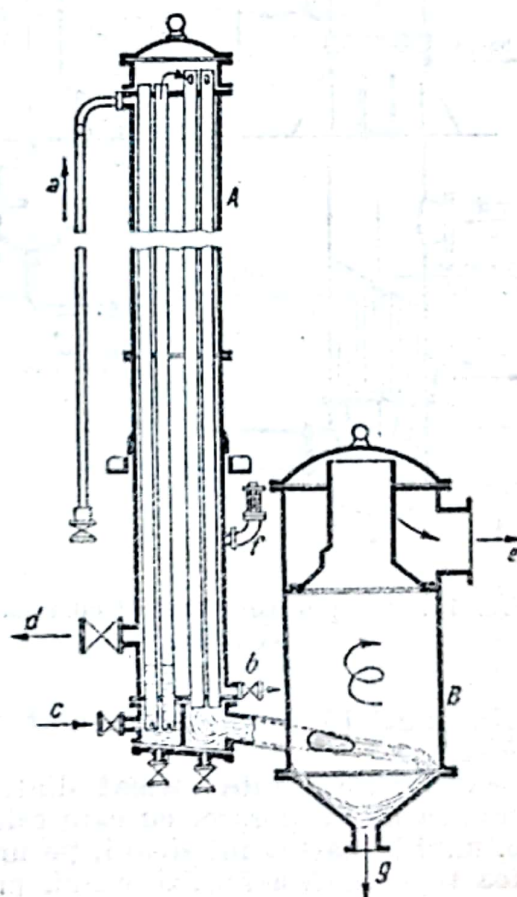


Fig. 14. Evaporator Kestner :

- A - încălzitor; B - separator; a - admisia aburului de încălzire;
- b - evacuarea condensatului; c - intrarea soluției;
- d - evacuarea vaporilor produși;
- e - evacuarea aerului; f - supapă de siguranță;
- g - ieșirea soluției.

bulară inferioară. Lichidul adus în spațiul de sub această placă se ridică, în tuburi, la 0,6–1 m înălțime. Prin fierbere, vaporii produși antrenează

lichidul, fie sub formă de peliculă dealungul pereților, fie sub formă de spumă. Soluția iese pe sus, după ce a trecut o singură dată prin evaporator. Separarea vaporilor de faza lichidă se face printr'un dispozitiv cu palete fixe curbate, care dau vaporilor o mișcare de rotație, astfel încât picăturile de lichid sunt proiectate de forța centrifugă spre pereți și se scurg spre conducta de colectare și evacuare.

La alte tipuri (fig. 14) soluția parcurge de două ori înălțimea evaporatorului.

Prin *c* intră soluția de evaporat. Lichidul sub formă de peliculă trece din fascicolul ascendent în cel descendent, evaporându-se, iar soluția concentrată iese prin *g*, după separarea ei de vaporii care părăsesc evaporatorul prin *d*. Aburul de încălzire străbate aparatul intrând prin *a* și ieșind prin *b*.

Datorită faptului că viteza în evaporator este mare, contactul lichidului cu suprafața încălzitoare este de scurtă durată. Ca urmare, evaporatorul Kestner se poate folosi și pentru soluțiile care conțin substanțe organice termolabile.

β) *Evaporatoare cu încălzitor exterior.* Observând că la evaporatoarele cu tub de circulație și cu țevi suspendate, canalele de circulație determină un curent descendent care micșorează producerea vaporilor, pentru a se mări capacitatea de evaporare, s'a ajuns la construirea evaporatoarelor cu încălzitor exterior.

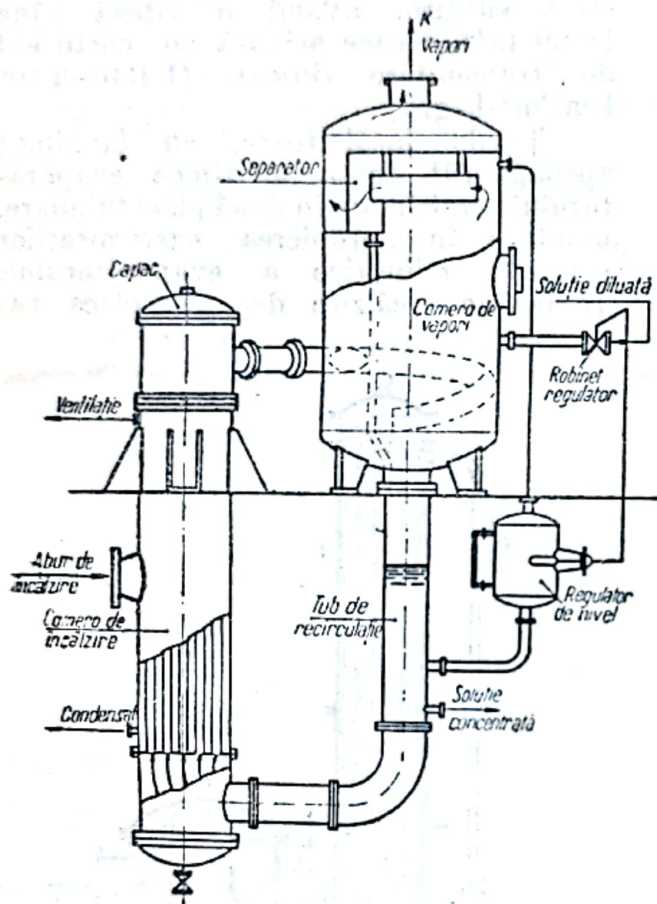


Fig. 15. Evaporator vertical cu încălzitor exterior.

In fig. 15 este reprezentat un evaporator vertical cu încălzitor exterior.

Evaporatorul este format dintr'un încălzitor tubular vertical, separat de camera de evaporare, cu care este în legătură prin două tuburi de circulație, unul la partea inferioară, pe unde curge soluția spre încălzitor, altul la partea superioară a încălzitorului, prin care ies vaporii amestecați cu lichid.

Separarea lichidului antrenat de vaporii se face printr'un dispozitiv special de separare, introdus la partea superioară a corpului de evaporare.

Rapiditatea circulației și, în consecință, valoarea coeficientului de transmitere a căldurii depind de raportul dintre lungimea fascicolului de țevi și diametrul lor. Acest raport este ales după natura lichidului, posibilitățile de curățire și spațiul disponibil.

Acest tip de evaporator este indicat pentru soluții care nu se concentrează până la cristalizare: extracte vegetale, soluții zaharoase, extracte tanante, lapte, cleiuri, etc.

Pentru a micșora înălțimea și pentru a permite o curățire mai ușoară, se utilizează evaporatoare cu încălzitorul înclinat (fig. 16).

În fig. 17 este reprezentată schema unui evaporator cu încălzitor exterior orizontal.

Coeficientul total de transmitere a căldurii în acest sistem este mai mic decât la încălzitoarele înclinate sau verticale.

c) **Evaporatoare cu circulație forțată.** În evaporatoarele din această categorie, soluția este circulată prin țevile aparatului cu o viteză mare (2–3 m/s), de către o pompă centrifugă sau elicoidală. În aceste evaporatoare se obține o viteză de circulație constantă și un coeficient total de transmitere mare, prin micșorarea filmului de lichid staționar, astfel încât producția lor, pentru aceeași suprafață, crește de 4–6 ori față de a evaporatoarelor cu circulație naturală. Țevile din încălzitor au diametrul de aproximativ 20 mm și lungimea de 2,5–5 m.

Din cauza vitezei mari de circulație se pot concentra soluții viscoase (silicat de sodiu, sulfat de aluminiu, etc.). Se poate asigura o circulație tot atât de activă în încălzitoarele cu țevi orizontale sau cu țevi verticale, astfel încât se poate alege tipul de construcție care se potrivește spațiului disponibil.

În aceste evaporatoare se evită cristalizarea sărurilor pe pereții încălzitori, cristalizare care micșorează randamentul transmiterii căldurii și sfârșește prin a astupa țevile.

Fig. 18 reprezintă evaporatorul cu circulație forțată Echihimaș, realizat în U.R.S.S.

Circulația lichidului este asigurată de o pompă centrifugă situată în partea inferioară a încălzitorului.

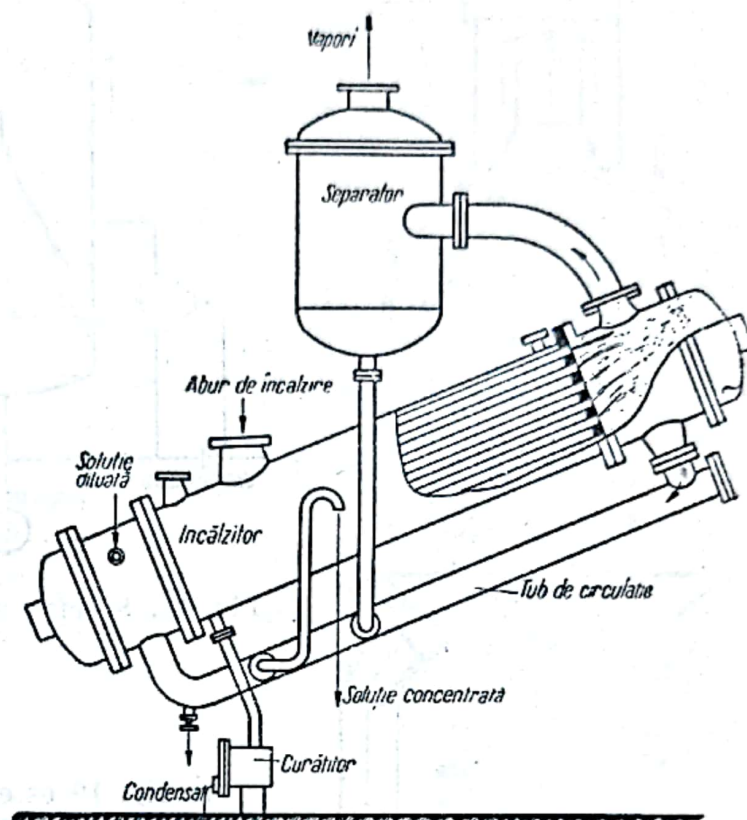


Fig. 16. Evaporator cu încălzitor înclinat.

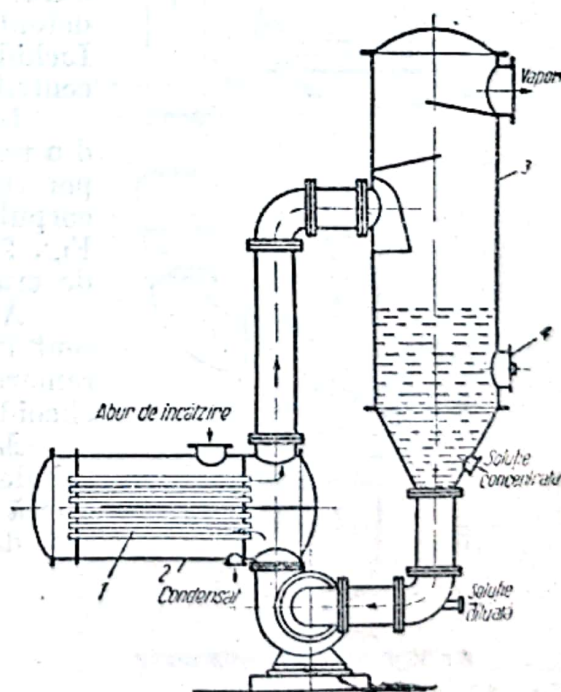


Fig. 17. Evaporator cu încălzitor orizontal:
1 – partea tubulară a aparatului; 2 – corpul preîncălzitorului; 3 – corpul separatorului; 4 – gură de vizitare.

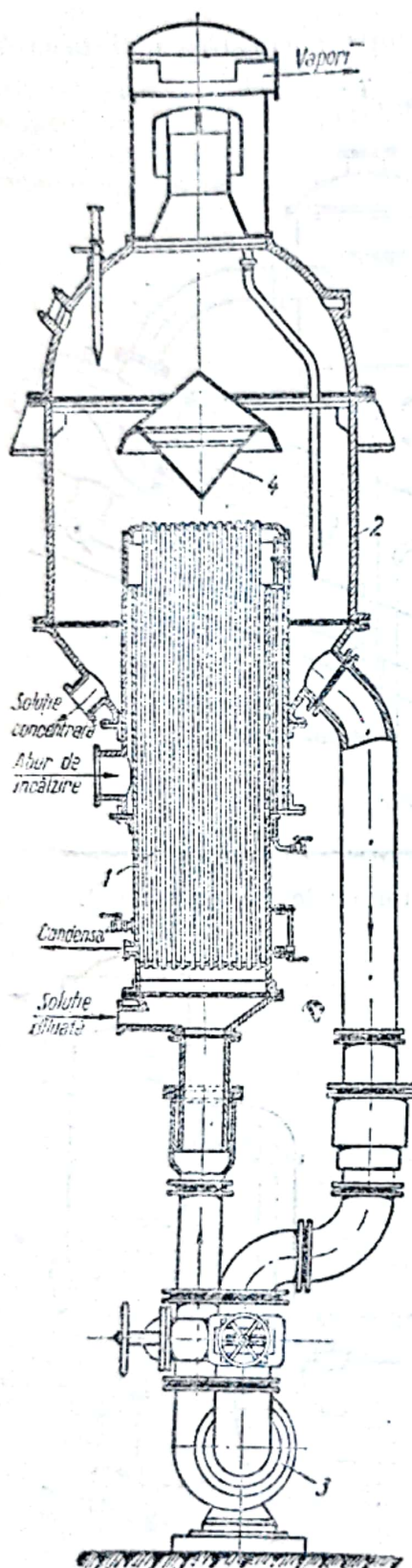


Fig. 18. Evaporatorul cu circulație forțată Echihimaș:
1 - partea tubulară; 2 - separator de abur; 3 - pompă de circulație; 4 - deflegmator.

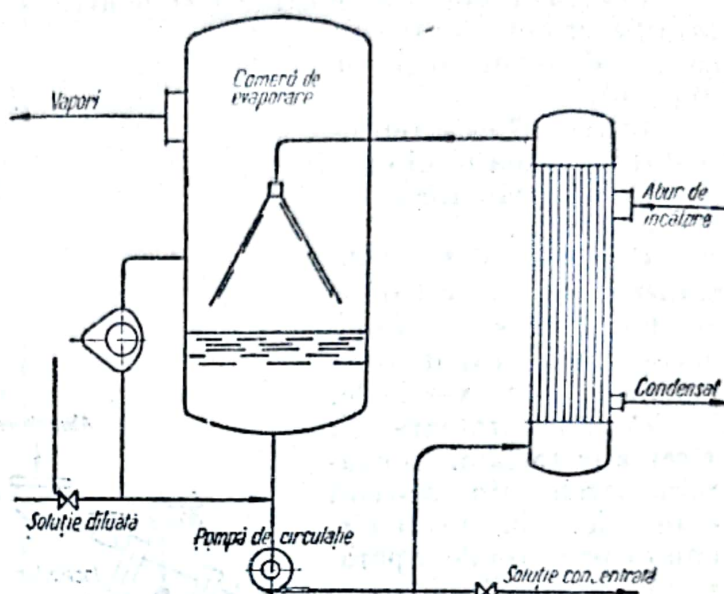


Fig. 19. Schema unui evaporator cu detentă.

În fig. 19 este reprezentată schema unui evaporator cu cameră de încălzire verticală, funcționând ca un simplu schimbător de căldură, iar vaporizarea lichidului făcându-se prin detentă în corpul de vaporizare și separare. Lichidul recirculă cu ajutorul unei pompe centrifuge.

La evaporatoarele cu detentă, cum este cel din fig. 19, sunt necesare două căderi de temperatură: una în camera de încălzire și alta în corpul de detentă, unde se face evaporarea. Fig. 20 reprezintă un evaporator cu separator de cristale.

Acest tip de evaporator este utilizat curent în saline și în industria chimică. Trebuie remarcat că pompa de circulație este o pompă elicoidală (putere 3-4 CPh/t apă evaporată).

Moduri de îmbinare a mantalei. Modul de prindere al diverselor părți ale evaporatoarelor diferă de la construcție la construcție. În fig. 21 sunt date detalii pentru construcția îmbinărilor.

CONSIDERAȚII ASUPRA EVAPORATOARELOR TUBULARE

Încălzirea prin corpuri tubulare, atât de folosită azi în industrie, prezintă avantajul important al unei suprafețe mari de schimb de

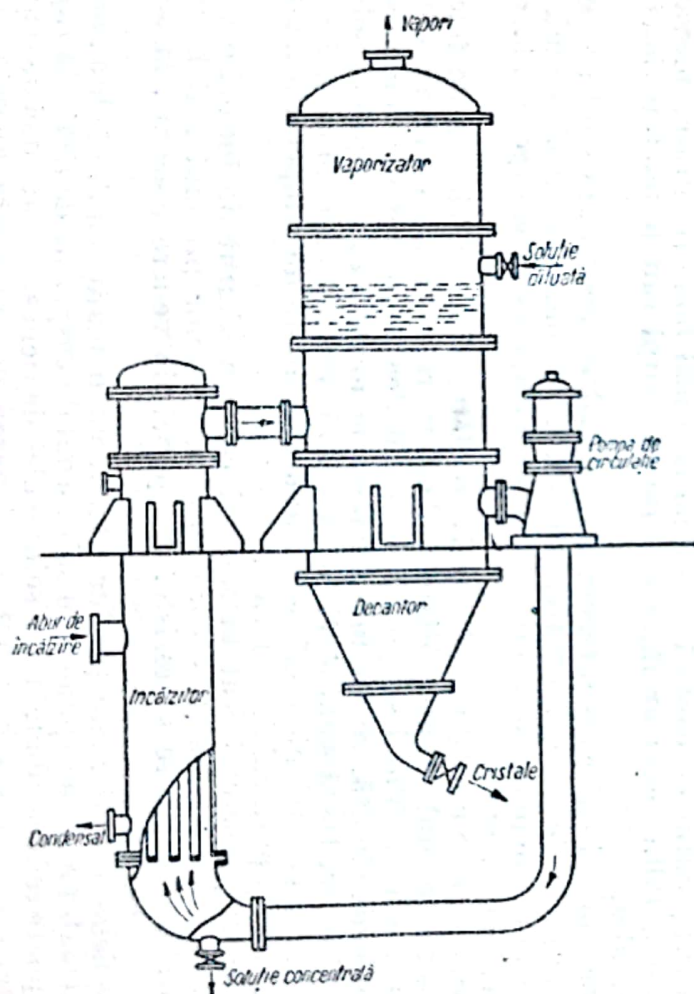


Fig. 20. Evaporator cu separator de cristale cu circulație forțată.

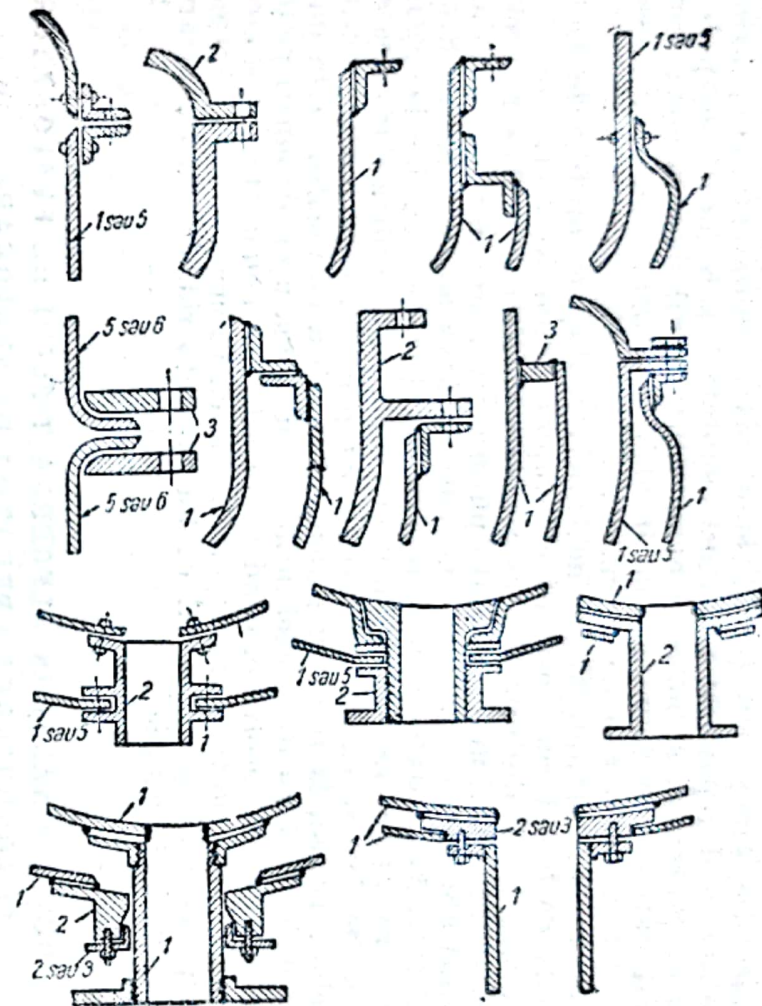


Fig. 21. Detalii de îmbinare:

1 - placă de oțel; 2 - fontă; 3 - oțel forjă; 4 - țevă de fier;
5 - aramă; 6 - plumb.

căldură într'un spațiu redus. Soluția care se evaporă poate să treacă prin țevile de încălzire, sau printre țevi, lichidul udând suprafața de încălzire în strat mare sau fiind repartizat pe această suprafață sub formă de peliculă. Deaceea se obișnuiește să se împartă evaporatoarele tubulare în două grupe :

1. Evaporatoare cu suprafața de încălzire în contact cu soluția, ca la tipul evaporatorului cu tub de circulație.
2. Evaporatoare cu suprafața de încălzire în contact cu un film de soluție, cu o peliculă de lichid, cum este cazul evaporatorului Kestner.

La evaporatoarele din prima categorie, supraîncălzirile locale sunt greu de evitat ; deaceea, în cazul unei circulații puțin active, trebuie redusă presiunea (temperatura) aburului de încălzire și, pentru a avea același efect de evaporare, trebuie mărită suprafața de încălzire. Dacă soluțiile sunt sensibile la acțiunea căldurii, este avantajos să fie supuse unei evaporări de scurtă durată și este preferabil să se folosească evaporatoarele cu peliculă, care conțin cantități mici de lichid. Totuși, la tipul cu peliculă, suprafața de încălzire este udată alternativ de lichid și uscată, astfel încât se pot forma ușor depuneri pe țevi, depuneri care nu sunt disolvate, când țeava este din nou udată. Acest inconvenient este puțin important la evaporatoarele cu tuburi verticale. Evaporatoarele cu peliculă au și avantajul că nu prezintă ridicări de temperatură datorită presiunii hidrostatice.

FACTORI DETERMINANȚI ÎN ALEGEREA TIPULUI DE EVAPORATOR ȘI CONDUCEREA OPERAȚIEI DE EVAPORARE

La construirea unui evaporator și în operația de evaporare trebuie să se țină seamă de caracteristicile soluției supuse concentrării și trebuie să se aleagă un evaporator cu care să se obțină cele mai bune rezultate, prevăzându-se toate detaliile care ar influența randamentul sau buna funcționare a aparatului ales.

Factorii principali care intervin în procesul de evaporare sunt : viscozitatea, punctul de fierbere, greutatea specifică, solubilitatea disolvatului, formarea de spumă, depunerea de cristale, coroziunea, tensiunea superficială, componenții coloidali, etc.

Viscozitatea este unul dintre factorii care determină coeficientul de frecare. Se vor folosi, în general, tuburi cu diametrul mai mare, eventual se va agita soluția, iar pentru a reduce filmul staționar de lichid dealungul țevelor, unde este o temperatură mai înaltă, se va folosi circulație forțată care imprimă soluției o viteză mai mare. Dacă soluția viscoasă suferă transformări chimice, descompuneri, când regimul termic depășește o anumită limită de temperatură, atunci trebuie evitate supraîncălzirile locale.

Punctul de fierbere ridicat al soluției cere ca aburul de încălzire să fie la o temperatură mai înaltă, ceea ce corespunde unor presiuni mai înalte și necesită o aparatură care să reziste, din punct de vedere mecanic, la aceste presiuni.

Unele lichide în fierbere produc vapori cu o mare tendință de a *antrena lichidul*, fie sub formă de *spumă*, fie sub formă de *suspensie de lichid în vapori*. Spuma se poate reduce adăugând în soluție ulei de ricin sulfonat, ulei de semințe de bumbac, etc., dacă soluția nu reacționează cu substanța adăugată.

În industrie, se preferă să se reducă spuma, construind evaporatorul astfel încât să fie posibilă o coborîre a nivelului lichidului. S'a constatat că înălțimea spumei depinde de nivelul mijlociu la care se formează bulele și de cantitatea de aer din soluție, fiind proporțională cu puterea $0,8$ a vitezei

liniare a gazului. Cantitatea de aer din soluție se poate menține la o valoare scăzută printr-o bună etanșare a aparatului, dar nu poate fi anulată. În practică, reducerea spumei se realizează coborînd nivelul lichidului în așa fel, încât spuma să fie distrusă până la partea superioară a suprafeței de încălzire sau dedesubtul acesteia. Înălțimea nivelului care separă lichidul de spumă se determină, experimental pentru fiecare evaporator și pentru fiecare substanță.

Coborîrea nivelului lichidului în evaporator prezintă marele desavantaj că produce cruste pe suprafețele de încălzire, deaceia, pentru lichidele care produc spume se folosesc evaporatoarele de tipul cu peliculă.

În cazul antrenărilor, factorul determinant este viteza de evaporare, adică numărul de kilograme de vaporii produși în unitatea de timp, de unitatea de suprafață de vaporizare. Viteza de evaporare este funcție și de viscozitate, de tensiunea superficială și de densitate, mărimi care variază cu temperatura.

Pentru a reduce antrenările, instalațiile industriale au spațiul de vaporii (deasupra suprafeței de vaporizare) de dimensiuni suficiente pentru a separa, în cea mai mare parte, cele două faze. Uneori separarea picăturilor de lichid se face trecând vaporii prin dispozitive cu șicană, condensatul fiind reintrodus în evaporator.

Dacă, în timpul evaporării, soluția depune cristale, evaporatorul trebuie să fie prevăzut cu dispozitive pentru evacuarea acestora. În general, se trece soluția cu cristale sau cu depuneri printr-o supapă de evacuare situată la baza evaporatorului, într-o cameră de separare, unde se depun cristalele, iar soluția este reintrodusă în aparat, după ce a fost filtrată. Fiecare evaporator are cel puțin două camere de separare, așezate în paralel, astfel încât, când una dintre camere funcționează, cealaltă să poată fi descărcată.

În cazul lichidelor corozive, aparatura trebuie să reziste la acțiunea chimică exercitată de aceste soluții. Pentru a micșora importanța efectului de coroziune se alege, de cele mai multe ori, evaporatoare cu încălzire directă, folosindu-se de exemplu turnuri de evaporare, evaporatoare cu barbotare, etc.

Când substanța a cărei soluție se concentrează, se descompune la temperatură mai înaltă, se recomandă o agitare foarte puternică sau expunerea soluției un timp scurt evaporării, într'un evaporator cu peliculă. O altă alternativă este folosirea vidului, care reduce temperatura de fierbere. Prin această scădere a punctului de fierbere se mărește diferența de temperatură dintre soluția supusă evaporării și vaporii de încălzire, mărindu-se capacitatea de evaporare a aparatului. S'ar părea că evaporarea sub vid este mai economică decât la presiunea obișnuită, deoarece, afară de faptul că evaporatorul are o capacitate de producție mai mare, aducerea soluției la punctul de fierbere necesită o cantitate mai mică de căldură. Observând însă că, pentru funcționarea pompei de vid se consumă o cantitate însemnată de energie, iar căldura de vaporizare crește când temperatura scade, economia reală este iluzorie. În plus, folosirea unui vid înaintat nu este avantajoasă, din cauză că, prin scăderea temperaturii de fierbere, se mărește în mod considerabil viscozitatea.

Evaporatoarele cu țevi orizontale sunt indicate pentru soluții care nu produc spumă, care au viscozitate redusă și care nu produc depozite. Dintre tipurile orizontale, evaporatoarele orizontale cu soluția circulând în țevi pot concentra soluții care produc spumă și pot fi adaptate ușor la circulație forțată.

În cele mai multe cazuri sunt folosite evaporatoarele verticale. Ele sunt indicate pentru lichide care produc depozite și pentru soluții care trebuie concentrate puternic. Evaporatoarele cu circulație forțată sau sub formă de peliculă prezintă avantajul unui coeficient de transmitere a căldurii mai ridicat și o utilizare mai bună a spațiului.

În cazul lichidelor care, în contact cu suprafețele prea calde, se alterează ușor, se folosește evaporarea sub vid sau se folosesc evaporatoarele în care lichidul rămâne puțin timp în contact cu suprafața caldă. Sunt indicate, în acest caz, evaporatoarele orizontale cu lichidul circulând în țevi, evaporatoarele Kestner, sau cele cu circulație forțată.

CALCULUL EVAPORATOARELOR

Problemele care trebuie rezolvate la calculul unui evaporator se referă la bilanțul materialelor, la bilanțul termic și la transmiterea căldurii.

Notând cu L , V și P cantitățile de soluție diluată intrate în evaporator, de vapori rezultați din vaporizarea soluției și de produs (soluție concentrată), și cu indicii s și l mărimile referitoare la disolvat (solid) și la disolvent (lichid), rezultă :

$$\begin{aligned} L &= V + P \\ L &= L_s + L_l \\ V &= V_s + V_l \\ P &= P_s + P_l \end{aligned} \quad (10)$$

Concentrațiile fluidelor în substanța solidă (disolvat) vor fi :

$$\begin{aligned} c_L \% &= 100 L_s / L \\ c_V \% &= 100 V_s / V \\ c_P \% &= 100 P_s / P \end{aligned} \quad (10 a)$$

Pentru bilanțul termic, cantitățile de căldură care intervin în calcul sunt :

- Q_1 — cantitatea de căldură cu care intră soluția diluată la alimentare;
- Q_2 — cantitatea de căldură cu care intră aburul de încălzire;
- Q_3 — cantitatea de căldură cu care pleacă vaporii de vaporizare;
- Q_4 — cantitatea de căldură cu care iese soluția concentrată;
- Q_5 — cantitatea de căldură cu care este evacuat condensatul provenit din aburul de încălzire.

Pentru întocmirea bilanțului termic se poate alege ca reper un nivel de temperatură dela care să se facă măsurările; de exemplu, se alege temperatura de 0°C sau o altă temperatură (mai convenabil, temperatura din interiorul evaporatorului).

Pornind dela ecuația generală a bilanțului termic :

$$Q_1 + Q_2 = Q_3 + Q_4 + Q_5 \quad (11)$$

și dezvoltând, se obține ecuația :

$$Li'_L + Gi''_G = Vi''_V + Pi'_P + Gi'_G \quad (12)$$

unde G este cantitatea aburului de încălzire, iar i este entalpia.

Neglijând termenii de mai mică importanță, ecuația (12) se reduce la :

$$Gr_G = Vr_V \quad (13)$$

unde r este căldura de vaporizare.

De obicei se cere să se determine debitul vaporilor de încălzire G , care se deduce din relația (13), și suprafața de încălzire, care rezultă din relația transmiterii căldurii :

$$Q = k S \Delta t$$

Cantitatea de căldură Q se calculează din căldura dată de vaporii cu care se face încălzirea sau din căldura primită de soluție pentru concentrare, adică :

$$Q = Q_2 - Q_5 = Q_3 + Q_4 - Q_1. \quad (14)$$

Diferența de temperatură Δt este diferența dintre temperatura aburului saturant de încălzire și temperatura vaporilor rezultați din fierberea soluției, sau se folosește diferența aparentă de temperatură, cum s'a arătat mai sus.

Exemplu. Un evaporator cu simplu efect are debitul de 50 t/h soluție, pe care o concentrează de la 5 la 40 %. Aburul de încălzire disponibil este admis sub o presiune absolută de 4 kgf/cm², iar temperatura de evacuare a condensatului este de 83°C. Presiunea absolută în spațiul de fierbere este 160 mm col. Hg, și corespunde la temperatura de 52°C; căldura specifică a soluției este egală cu 0,9 kcal kg·grd și căldura de vaporizare a soluției este egală cu cea a apei; pierderile de căldură și ridicarea punctului de fierbere sunt neglijabile. Să se calculeze suprafața de încălzire necesară și debitul de abur când temperatura de alimentare a soluției este de 52°C. Coeficientul de transmitere se ia 1 000 kcal/m²·h·grd.

Bilanțul materialelor. Dacă soluția diluată conține 5 % disolvat, cantitatea de substanță solidă este :

$$50 \frac{5}{100} = 2,5 \text{ t.}$$

Urmează că, la alimentare, soluția conține 2,5 t disolvat și 47,5 t apă.

Soluția concentrată conține 40 % disolvat; prin urmare, ea are un debit de $2,5 \frac{100}{40} = 6,25 \text{ t}$, dintre care 2,5 t disolvat și 3,75 t apă. Prin evaporare s'au îndepărtat $47,5 - 3,75 = 43,75 \text{ t}$ apă.

Bilanțul termic. Din datele termice se poate calcula debitul aburului de încălzire prin două metode. În prima metodă se ia, ca temperatură de reper, temperatura din evaporator, adică 52°C. Folosind notațiile de mai sus și formula entalpiei:

$$Q = g (c \Delta t + r),$$

unde :

g este greutatea corpului;

c — căldura specifică;

Δt — variația de temperatură;

r — căldura de evaporare,

se ajunge la relațiile :

$$Q_1 = 50\,000 (52 - 52) 0,9 = 0;$$

$$Q_2 = G [509,7 + (143 - 52)] = 600,7 \text{ G};$$

$$Q_3 = 43\,750 \cdot 567,8 = 24\,850\,000;$$

$$Q_4 = 6\,250 (52 - 52) = 0;$$

$$Q_5 = G (83 - 52) = 31 \text{ G.}$$

Bilanțul termic $Q_1 + Q_2 = Q_3 + Q_4 + Q_5$ devine: $600,7 \text{ G} = 24\,850\,000 + 31 \text{ G}$, de unde $G = 43\,600 \text{ kg}$ abur de încălzire.

Folosind ca temperatură de reper 0°C :

$$Q_1 = 50\,000 \cdot 52 \cdot 0,9 = 2\,340\,000;$$

$$Q_2 = 653,4 \text{ G};$$

$$Q_3 = 43\,750 \cdot 620 = 27\,000\,000;$$

$$Q_4 = 6\,250 \cdot 0,9 \cdot 52 = 290\,000;$$

$$Q_5 = 82,95 \text{ G,}$$

se ajunge la același rezultat: $G = 43\,600 \text{ kg}$.

Suprafața de încălzire se obține aplicând relația (13).

Calculul lui Δt se face ținând seamă că față de cantitatea de căldură de răcire a condensatului dela 143 la 83°C (60 kcal), cantitatea de căldură de condensare 509,7 kcal este mult mai mare. Deci, practic, diferența de temperatură este $\Delta t = 143 - 52 = 91^\circ\text{C}$. Rezultă că suprafața de încălzire este :

$$S = \frac{Q_3}{k\Delta t} = \frac{24\,850\,000}{1\,000 \cdot 91} = 273 \text{ m}^2.$$

1. Evaporarea cu efect multiplu

Cea mai mare parte din căldura aburului întrebuințat la încălzirea unui evaporator cu simplu efect se regăsește în vaporii care rezultă în procesul de evaporare a soluției. Astfel, de exemplu, să se considere un evaporator cu temperatura aburului de încălzire 125°C, temperatura în evaporator 100°C, temperatura de intrare a soluției diluate 100°C, temperatura de evacuare a condensatului 125°C și cu pierderi de căldură neglijabile.

Din tabela caracteristicilor vaporilor rezultă că :

entalpia aburului de încălzire la 125°C este de	684 kcal/kg;
entalpia condensatului la 125°C	125,4 kcal/kg;
căldura folosită pentru evaporare	523,4 kcal/kg;
căldura de vaporizare la 100°C	539,4 kcal/kg.

Deoarece cantitatea de vaporii obținută cu 1 kg abur de încălzire este de $\frac{523,4}{539,4} = 0,972$ kg și entalpia celor 0,972 kg vaporii este 621 kcal, rezultă că $\frac{621}{648,8} \cdot 100 = 96\%$ din cantitatea de căldură se regăsește în vaporii care ies din evaporator.

Procedeul de evaporare cu efect multiplu se caracterizează prin folosirea acestor vaporii pentru încălzirea unui al doilea evaporator, și așa mai departe. În principiu sunt posibile două variante de instalații : în curent paralel și în contracurent.

Schema unui sistem cu triplu efect în curent paralel (fig. 22, a) arată că instalația se compune din trei corpuri, primul fiind încălzit cu abur dela uzină. Soluția supusă evaporării intră în primul evaporator, unde o parte se evaporă și vaporii trec să încălzească evaporatorul al doilea; soluția concentrată trece în evaporatorul al doilea, unde este evaporată sub o presiune mai joasă decât cea din primul evaporator. Vaporii produși în al doilea evaporator încălzesc evaporatorul al treilea, iar soluția concentrată trece în evaporatorul al treilea, în scopul concentrării, sub un vid mai înaintat.

Se constată că, în cele trei evaporatoare, presiunile scad dela stânga spre dreapta și, deaceia, trecerea soluției dintr'un corp în următorul se produce datorită diferenței de presiune. Vaporii proveniți dintr'un evaporator se condensează în țevile evaporatorului următor, viteza condensării fiind dată de intensitatea transportului de căldură în regiunea țevilor încălzitoare.

Datorită vidului din ultimul evaporator, se produce o depresiune în evaporatoarele sistemului și fiecare variație a vidului din ultimul evaporator influențează presiunea din celelalte evaporatoare ale sistemului. În adevăr, să se presupună că, datorită unei rele funcționări a pompei de vid sau unei micșorări a cantității de apă de răcire, presiunea crește în ultimul evaporator.

ridicând punctul de fierbere din acesta, astfel încât diferența de temperatură dintre lichidul în fierbere și vaporii de încălzit veniți dela penultimul evaporator se micșorează. Deoarece în penultimul evaporator soluția fierbe ca și înainte, iar cantitatea de condensat scade, se produce o mărire a cantității de vaporii în spațiul de vaporii al soluției din acest evaporator, cu rezultatul final că presiunea și punctul de fierbere cresc. Se ajunge astfel la ridicarea punctului de fierbere în fiecare evaporator.

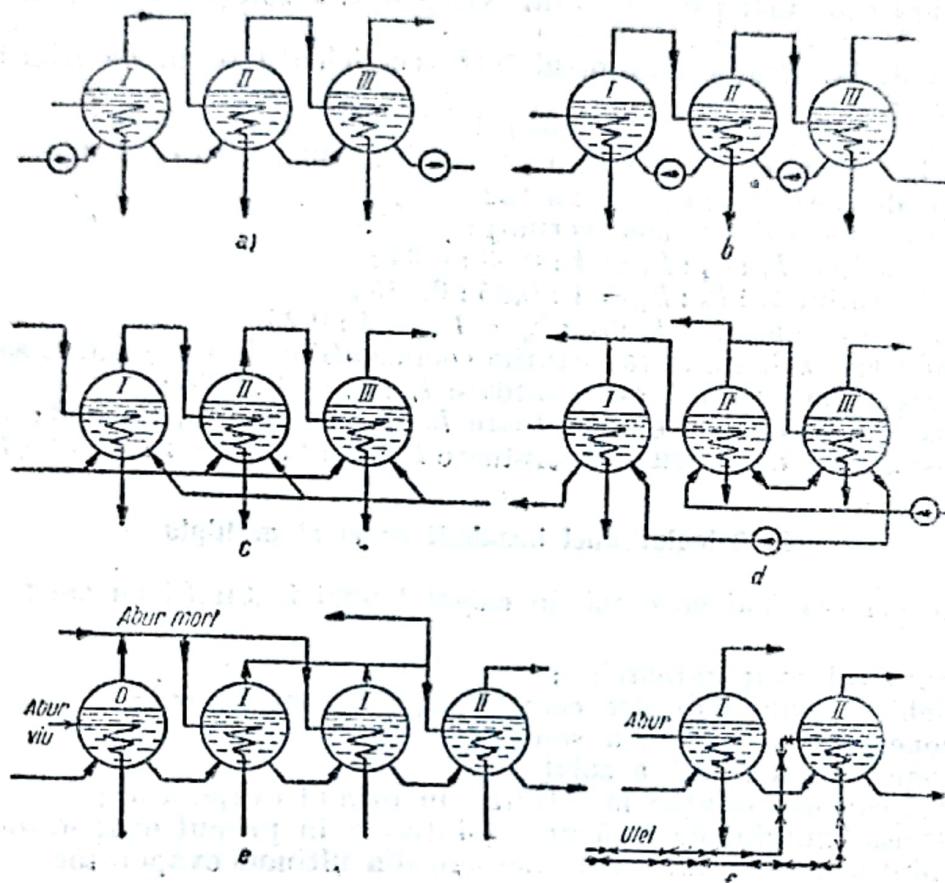


Fig. 22. Evaporare cu efect multiplu (scheme) cu trei efecte.

La instalațiile cu efect multiplu în curent paralel se întâlnește fenomenul de autoevaporare, adică de evaporare datorită faptului că lichidul trecând dintr'un evaporator în evaporatorul următor, cu o temperatură mai joasă, lichidul eliberează surplusul de căldură care produce o evaporare suplimentară.

La instalațiile de evaporare cu efect multiplu în contracurent, vaporii circulă în același sens ca la instalațiile funcționând în curent paralel, dar soluția circulă în contracurent, dela ultimul evaporator spre primul (fig. 22, b). Fiindcă presiunea crește către primul evaporator, se instalează pompe pentru transportul lichidului între evaporatoare. Se pot utiliza și sisteme cu circulație mixtă.

Instalația cu efect multiplu în curent paralel prezintă avantajul că temperatura înaltă de evaporare este aplicată primului evaporator, cu soluția cea mai diluată, deci poate fi folosită la soluțiile care se descompun chimic când temperatura depășește o anumită limită.

În primă aproximație se poate spune că un kilogram de abur, care în sistemul cu simplu efect ar fi evaporat aproximativ 1 kg de apă, evaporă în sistemul multiplu 2, 3, 4 kg apă. În mod practic se știe că în al doilea evaporator se mai evaporă numai aproximativ 0,57 kg apă, în al treilea 0,4, în al patrulea 0,30, în al cincilea 0,27 kg. Din punctul de vedere al folosirii aburului inițial, un număr cât mai mare de evaporatoare în serie este avantajos; în practică nu se folosesc însă decât maximum 8 evaporatoare, deoarece cu cât temperatura este mai joasă cu atât viscozitatea soluției este mai mare și efectul termic mai redus.

După J. M. Braines, raportul între coeficienții totali de transmitere a căldurii este:

pentru evaporatoare cu două corpuri:

soluții saline $k_1 : k_2 = 1 : 0,32$ sau $1 : 0,43$ sau $1 : 0,565$;

soluții de borax $k_1 : k_2 = 1 : 0,48$;

pentru evaporatoare cu trei corpuri:

soluții saline $k_1 : k_2 : k_3 = 1 : 0,58 : 0,34$;

soluții alcaline $k_1 : k_2 : k_3 = 1 : 0,85 : 0,375$;

extracte de coloranți $k_1 : k_2 : k_3 = 1 : 0,84 : 0,26$.

Pentru industria zahărului, raporturile coeficienților de transmitere sunt:

la instalațiile cu două evaporatoare $k_1 : k_2 = 1 : 0,66$;

la instalațiile cu trei evaporatoare $k_1 : k_2 : k_3 = 1 : 0,70 : 0,53$;

la instalațiile cu patru evaporatoare $k_1 : k_2 : k_3 : k_4 = 1 : 0,85 : 0,70 : 0,45$.

2. Calculul unei instalații cu efect multiplu

În forma cea mai generală, în calculul unei instalații cu efect multiplu se dau:

- 1) numărul evaporatoarelor;
- 2) debitul soluției diluate care se supune concentrării;
- 3) concentrația inițială a soluției;
- 4) concentrația finală a soluției;
- 5) temperatura soluției la intrarea în primul evaporator;
- 6) starea aburului de încălzire la intrarea în primul evaporator;
- 7) vidul sau temperatura de fierbere din ultimul evaporator

și se cere să se calculeze:

- 1) cantitatea de apă care trebuie evaporată în fiecare evaporator;
- 2) temperatura în fiecare evaporator;
- 3) cantitatea de abur de încălzire;
- 4) suprafața de încălzire a evaporatoarelor.

Instalația de evaporare poate funcționa în diferite variante: cu alimentarea soluției diluate în fiecare evaporator (fig. 22, c), cu alimentare în curent paralel (fig. 22, a), sau în contracurent (fig. 22, b), cu alimentare mixtă (fig. 22, d), cu preluare de vaporii din unele evaporatoare (fig. 22, e), cu doi agenți încălzitori — abur și ulei — (fig. 22 f), etc. Din cauza acestei diversități nu se pot stabili ecuații generale pentru toate cazurile posibile. Fiecare caz trebuie studiat individual.

3. Bilanțul termic al unei instalații funcționând în curent paralel

Bilanțul termic pentru primul evaporator:

Căldura adusă de aburul de încălzire $G_0 i_0$

Căldura adusă de soluția diluată $L_0 i_d = L_0 c_0 t_0$

Căldura luată de vaporii proveniți din evaporarea soluției	$V_1 i_1''$
Căldura luată de soluția concentrată	$(L_0 c_0 - V_1) t_1$
Căldura luată de condensat	$G_0 i_0'$

Însumând algebric căldurile de mai sus, rezultă :

$$G_0 i_0'' + L_0 c_0 t_0 = V_1 i_1'' + (L_0 c_0 - V_1) t_1 + G_0 i_0'.$$

sau

$$G_0 (i_0'' - i_0') + L_0 c_0 (t_0 - t_1) = V_1 (i_1'' - t_1).$$

de unde

$$G_0 \frac{i_0'' - i_0'}{i_1'' - t_1} + L_0 c_0 \frac{t_0 - t_1}{i_1'' - t_1} = V_1. \quad (15)$$

Raportul

$$\frac{i_0'' - i_0'}{i_1'' - t_1} = \alpha_1, \quad (16)$$

se numește coeficient de evaporare, iar

$$\frac{t_0 - t_1}{i_1'' - t_1} = \beta_1, \quad (17)$$

se numește coeficient de autoevaporare.

Cu aceste notații, ecuația (15) devine :

$$\alpha_1 G_0 + \beta_1 L_0 c_0 = V_1. \quad (18)$$

Bilanțul termic pentru evaporatorul al doilea :

Căldura adusă de aburul de încălzire	$V_1 i_1''$
Căldura adusă de soluție	$(L_0 c_0 - V_1) t_1$
Căldura luată de vaporii proveniți din evaporarea soluției	$V_2 i_2''$
Căldura luată de soluție	$(L_0 c_0 - V_1 - V_2) t_2$
Căldura luată de condensat	$V_1 i_1'$

Prin însumare algebrică și introducerea coeficienților de evaporare și de autoevaporare se ajunge la ecuația :

$$\alpha_2 V_1 + \beta_2 (L_0 c_0 - V_1) = V_2 \quad (19)$$

sau, generalizând pentru evaporatorul n :

$$\alpha_n V_{n-1} + \beta_n (L_0 c_0 - \sum_{i=1}^{i=n-1} V_i) = V_n. \quad (20)$$

Pentru bilanțul termic al unei instalații cu efect multiplu în contracurent, se calculează bilanțurile începând cu evaporatorul n . La acest evaporator, bilanțul termic, ținând seamă de aceleași notații, este :

$$\alpha_n V_{n-1} + \beta_n L_0 c_0 = V_n.$$

Pentru evaporatorul $n - 1$ se obține :

$$\alpha_{n-1} \cdot V_{n-2} + \beta_{n-1} (L_0 c_0 - V_n) = V_{n-1},$$

iar pentru primul evaporator

$$\alpha_1 G_0 + \beta_1 \left(L_0 c_0 - \sum_{i=2}^{i=n} V_i \right) = V_1.$$

4. Calculul termic al instalației cu efect multiplu

La calculul termic al unei instalații de evaporare se pot pune unele condiții în legătură cu suprafața de încălzire a evaporatoarelor. În mod obișnuit se poate pune una dintre condițiile următoare :

a) Suprafața de încălzire a tuturor evaporatoarelor să fie egală. Respectarea acestei condiții are o mare importanță, deoarece în acest caz toate evaporatoarele din instalație sunt identice din punct de vedere constructiv. Piesele de schimb se pot întrebuița la oricare dintre ele.

b) Suprafața de încălzire totală a instalației de evaporare să fie minimă. Această condiție este echivalentă cu un consum minim de materiale de construcție.

c) Suprafața de încălzire totală să fie minimă și, în același timp, suprafețele de încălzire ale tuturor corpurilor de evaporare să fie identice între ele. Punerea acestei condiții prezintă avantajele ambelor condiții precedente.

În raport cu condițiile puse se va distribui diferența de temperatură utilă între evaporatoare.

5. Calculul termic în cazul suprafețelor egale

Cantitatea de căldură transmisă în unitatea de timp în evaporatorul n este :

$$Q_n = k_n S_n \Delta t_n.$$

Raportul dintre căldura transmisă în evaporatorul n și în primul evaporator este :

$$\frac{Q_n}{Q_1} = \frac{k_n S_n \Delta t_n}{k_1 S_1 \Delta t_1} \quad (21)$$

Introducând condiția : $S_n = S_1$, rezultă :

$$\frac{\Delta t_n}{\Delta t_1} = \frac{Q_n k_1}{Q_1 k_n},$$

sau, exprimând pe Δt_n în funcție de Δt_1 ,

$$\Delta t_n = \Delta t_1 \frac{Q_n k_1}{Q_1 k_n} \quad (22)$$

Diferența totală de temperatură este :

$$\Delta t = \Delta t_1 + \Delta t_2 + \dots + \Delta t_n.$$

Înlocuind valorile lui $\Delta t_2 \dots \Delta t_n$ în funcție de Δt_1 rezultă :

$$\Delta t = \Delta t_1 + \Delta t_1 \frac{Q_2 k_1}{Q_1 k_2} + \dots + \Delta t_1 \frac{Q_n k_1}{Q_1 k_n} = \Delta t_1 \frac{k_1}{Q_1} \sum_{i=1}^{i=n} \frac{Q_i}{k_i}$$

sau :

$$\Delta t_1 = \frac{\frac{Q_1}{k_1}}{\sum_{i=1}^{i=n} \frac{Q_i}{k_i}} \Delta t. \quad (23)$$

Dacă se presupune inițial că $Q_1 = Q_2 = \dots = Q_n$,

$$\Delta t_1 = \frac{\frac{\Delta t}{k_1}}{\sum_{i=1}^{i=n} \frac{1}{k_i}}. \quad (24)$$

Valorile lui $\Delta t_1 \dots \Delta t_n$ au fost determinate făcând ipoteza

$$Q_1 = Q_2 = \dots Q_n.$$

Cunoscând valorile lui $\Delta t_1 \dots \Delta t_n$ se pot determina valorile temperaturilor în diferitele evaporatoare. Pentru determinarea adevăratelor valori ale lui $Q_1 \dots Q_n$ se va scrie bilanțul termic pentru fiecare corp de evaporare și un bilanț total de materiale. Din aceste bilanțuri se determină :

- cantitatea de abur proaspăt adus în instalație ;
- cantitățile de abur produs în fiecare evaporator ;
- căldurile transmise în fiecare evaporator.

Cu aceste valori se determină Δt_1 din (23) și $\Delta t_2 \dots \Delta t_n$ din (22).

Cu valorile cunoscute pentru $Q_1 \dots Q_n$, $\Delta t_1 \dots \Delta t_n$ și $k_1 \dots k_n$ se determină suprafețele de încălzire. Dacă suprafețele de încălzire nu sunt egale, rezultă că temperaturile din evaporatoare nu sunt just determinate. Se fac corectările respective și se reface calculul.

6. Calculul termic în cazul suprafeței totale minime

Pentru două evaporatoare oarecare m și n din instalație :

și

$$Q_m = k_m S_m \Delta t_m$$

sau

$$Q_n = k_n S_n \Delta t_n$$

și

$$S_m = \frac{Q_m}{k_m \Delta t_m}$$

$$S_n = \frac{Q_n}{k_n \Delta t_n}.$$

Diferența utilă de temperatură raportată la ambele evaporatoare este :

$$\Delta t = \Delta t_n + \Delta t_m.$$

iar suprafața totală

$$S = S_n + S_m = \frac{Q_n}{k_n \Delta t_n} + \frac{Q_m}{k_m (\Delta t - \Delta t_n)}.$$

Trebue determinată valoarea lui Δt_n pentru care suprafața totală de încălzire este minimă. În acest scop se calculează derivata lui S în raport cu Δt_n și se egalează cu zero :

$$\frac{dS}{d\Delta t_n} = -\frac{Q_n}{k_n \Delta t_n^2} + \frac{Q_m}{k_m (\Delta t - \Delta t_n)^2}.$$

Condiția minimului este :

$$\frac{Q_m}{k_m \Delta t_m^2} = \frac{Q_n}{k_n \Delta t_n^2}.$$

(Se aici rezultă :

$$\frac{\Delta t_m}{\Delta t_n} = \sqrt{\frac{Q_m}{Q_n} \cdot \frac{k_n}{k_m}} \text{ sau } \frac{\Delta t_n}{\Delta t_1} = \sqrt{\frac{Q_n}{Q_1} \cdot \frac{k_1}{k_n}}, \quad (25)$$

care arată că, pentru suprafața totală minimă de încălzire, raportul diferențelor utile de temperatură este direct proporțional cu rădăcina pătrată a raportului căldurilor transmise și a raportului invers al coeficienților de transmitere a căldurii.

În ipoteza :

$$Q_1 = Q_2 = \dots = Q_n,$$

înlocuind în relația (25), rezultă :

$$\frac{\Delta t_m}{\Delta t_n} = \sqrt{\frac{k_n}{k_m}}. \quad (26)$$

Aplicând același raționament ca în cazul calculului termic în condiția suprafețelor egale se obține :

$$\Delta t_n = \Delta t_1 \sqrt{\frac{k_1}{k_n}}. \quad (27)$$

$$\Delta t = \Delta t_1 + \Delta t_2 + \dots + \Delta t_n$$

$$= \Delta t_1 + \Delta t_1 \sqrt{\frac{k_1}{k_2}} + \dots + \Delta t_1 \sqrt{\frac{k_1}{k_n}}$$

$$= \Delta t_1 \left(\sqrt{\frac{k_1}{k_1}} + \sqrt{\frac{k_1}{k_2}} + \dots + \sqrt{\frac{k_1}{k_n}} \right) = \Delta t_1 \left(\sum_{i=1}^{i=n} \sqrt{\frac{k_1}{k_i}} \right)$$

sau

$$\Delta t_1 = \frac{\Delta t}{\sum_{i=1}^{i=n} \sqrt{\frac{k_1}{k_i}}}. \quad (28)$$

iar pentru cazul când cantitatea de căldură transmisă este diferită :

$$\begin{aligned}\Delta t &= \Delta t_1 + \Delta t_1 \sqrt{\frac{Q_2}{Q_1} \cdot \frac{k_1}{k_2}} + \dots + \Delta t_1 \sqrt{\frac{Q_n}{Q_1} \cdot \frac{k_1}{k_n}} \\ \Delta t &= \Delta t_1 \sqrt{\frac{k_1}{Q_1}} \left(\sqrt{\frac{Q_1}{k_1}} + \sqrt{\frac{Q_2}{k_2}} + \dots + \sqrt{\frac{Q_n}{k_n}} \right) \\ &= \Delta t_1 \sqrt{\frac{k_1}{Q_1}} \cdot \sum_{i=1}^{i=n} \sqrt{\frac{Q_i}{k_i}}\end{aligned}$$

sau :

$$\Delta t_1 = \frac{\sqrt{\frac{Q_1}{k_1}}}{\sum_{i=1}^{i=n} \sqrt{\frac{Q_i}{k_i}}} \quad (29)$$

Determinând valorile lui $\Delta t_1 \dots \Delta t_n$, calculul se va face în același mod ca și la determinarea suprafeței în cazul condiției ca suprafețele să fie egale.

7. Calculul termic în cazul ambelor condiții (de suprafață totală minimă și suprafețe de încălzire egale)

Pentru ca toate evaporatoarele să aibă suprafețe de încălzire egale, este necesar ca :

$$\frac{\Delta t_n}{\Delta t_1} = \frac{Q_n k_1}{Q_1 k_n},$$

iar pentru ca suprafața totală să fie minimă trebuie ca :

$$\frac{\Delta t_n}{\Delta t_1} = \sqrt{\frac{Q_n k_1}{Q_1 k_n}}.$$

Ambele condiții sunt satisfăcute dacă :

$$\frac{\Delta t_n}{\Delta t_1} = \sqrt{\frac{\Delta t_n}{\Delta t_1}},$$

sau :

$$\Delta t_1 = \Delta t_n, \quad (30)$$

Condițiile egalității suprafețelor de încălzire și a suprafeței totale minime sunt echivalente cu condiția egalității diferenței de temperatură în toate evaporatoarele. Din aceasta rezultă :

$$\frac{Q_n}{Q_1} = \frac{k_n}{k_1}, \quad (31)$$

adică raportul dintre cantitățile de căldură transmise pentru evaporatoarele instalației este egal cu raportul coeficienților totali de transmitere.

Calculul instalațiilor de evaporare se poate face aplicând metode grafice-analitice, unde procesele termice din corpurile evaporatoarelor se prezintă sub formă de grafic. (Pentru detaliile metodei, v. P. D. Lebedev, Termotehnica industrială, Edit. Tehnică, pp. 161–167).

Calculul evaporatoarelor cu efect multiplu se poate face punând și alte condiții. Rezolvarea problemei se face prin încercări succesive, după stabilirea unui sistem de $n + 1$ ecuații cu n necunoscute.

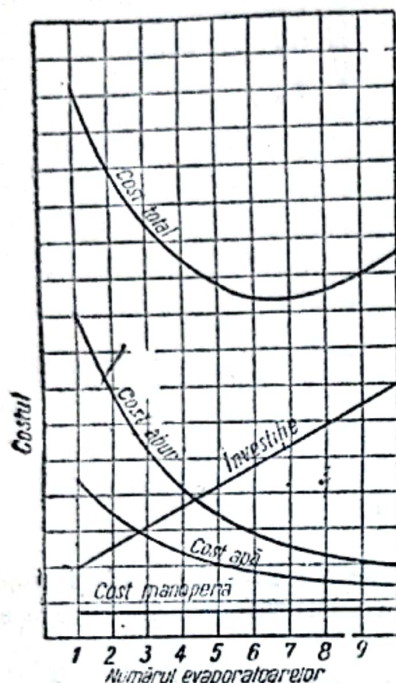


Fig. 23. Costul operației de evaporare și determinarea numărului optim de evaporatoare.

8. Numărul optim de evaporatoare

Din punct de vedere economic, numărul optim de evaporatoare rezultă din condiția costului minim al operației de evaporare.

Costul evaporării depinde de :

- amortizarea investiției și cheltuielile de reparație și de întreținere ;
- costul aburului consumat pentru încălzire ;
- costul apei consumate pentru condensarea aburului ;
- manoperă.

Insumarea acestor termeni dă costul total al operației de evaporare.

Diagrama din fig. 23 dă variația elementelor costului operației și costul total, în funcție de numărul evaporatoarelor. Minimum curbei rezultante indică numărul optim al evaporatoarelor pentru evaporarea cea mai economică.

Un număr mare de evaporatoare necesită o diferență de temperatură între intrarea

aburului de încălzire și temperatura din ultimul evaporator, care nu este totdeauna disponibilă ; în fiecare evaporator, diferența minimă de temperatură admisă pentru o bună transmitere a căldurii este 5...10 °C.

Diferența totală de temperatură este fixată de temperatura de intrare a aburului de încălzire din primul evaporator și de temperatura de fierbere a soluției din ultimul evaporator, care este funcție de vidul realizat în condensator. Pedeparte aburul de încălzire nu poate veni cu o temperatură prea înaltă, deoarece ar avea influențe dăunătoare asupra soluției de încălzire ; pe de altă parte, vidul realizabil este limitat. Aceste considerații limitează numărul evaporatoarelor utilizate la 3, 4 sau cel mult 5.

EVAPORĂTOARE CU POMPĂ DE CĂLDURĂ (TERMOCOMPRESOARE)

Vaporii care se degajă dintr'un evaporator conțin aproape întreaga cantitate de căldură pe care a avut-o aburul de încălzire. Singura diferență constă în faptul că vaporii degajați se găsesc la o temperatură și la o presiune mai joasă decât ale aburului de încălzire.

Instalația cu pompă de căldură încălzește vaporii rezultați din evaporarea soluției prin comprimare și îi folosește apoi pentru încălzirea aceluiași evaporator.

Comprimarea se face în compresoare speciale sau în turbocompresoare. Consumul de energie este relativ redus. Astfel, pentru o comprimare în care se ridică temperatura aburului cu 6 °C, suficientă în numeroase cazuri, este nevoie, teoretic, de 8,5 kcal pentru 1 kg abur.

În aceste condiții, greutatea vaporilor compriși pe CP, va fi teoretic de :

$$\frac{635}{8,5} = 74,70 \text{ kg.}$$

Când comprimarea este efectuată, de exemplu, printr'un turbocompresor cu mai multe trepte acționat de o turbină cu condensare care consumă 5 kg abur de CP efectiv, și dacă randamentul compresorului este 0,5, greutatea apei evaporate pe kg vaporii proaspeți va fi :

$$\frac{74,7 \cdot 0,5}{5} = 7,47 \text{ kg.}$$

Sistemul permite să se realizeze într'un singur evaporator, ceea ce se realizează altfel într'o instalație cu efect multiplu. Se aplică pentru unități mici, unde nu este justificată folosirea evaporării cu efect multiplu, sau când lichidul de concentrat este prea sensibil la căldură.

Lucrul mecanic de comprimare depinde de :

1. Diferența de temperatură sub care lucrează evaporatorul. Cu cât diferența de temperatură între spațiul de încălzire și spațiul de evaporare este mai mică, cu atât scade energia de comprimare.

2. Natura lichidului tratat și, în particular, viscozitatea și ridicarea punctului de fierbere al solventului.

Comprimarea se poate realiza cu un compresor mecanic sau cu un injector. În general, comprimarea realizează o ridicare a temperaturii cu 5...10 °C.

1. Comprimarea cu compresor mecanic

Comprimarea poate fi realizată cu un compresor cu mai multe trepte sau pentru debite mari cu un turbocompresor (fig. 24), și cu un compresor cu pistoane rotative, pentru debite mici. Compresorul trebuie să fie de o construcție care să nu introducă ulei (de ungere) în vaporii. Compresorul poate fi acționat de o turbină cu abur, ca în schema din fig. 24, sau de un motor electric, ca în schema din fig. 25 (pentru unități mici sau când se dispune de energie electrică ieftină).

Utilizarea electrocompresorului permite realizarea instalațiilor de evaporare în întregime electrice. Când nu se dispune de abur secundar, trebuie să se utilizeze, pentru preîncălzirea soluției diluate, căldura sensibilă a apei condensate și a produsului concentrat.

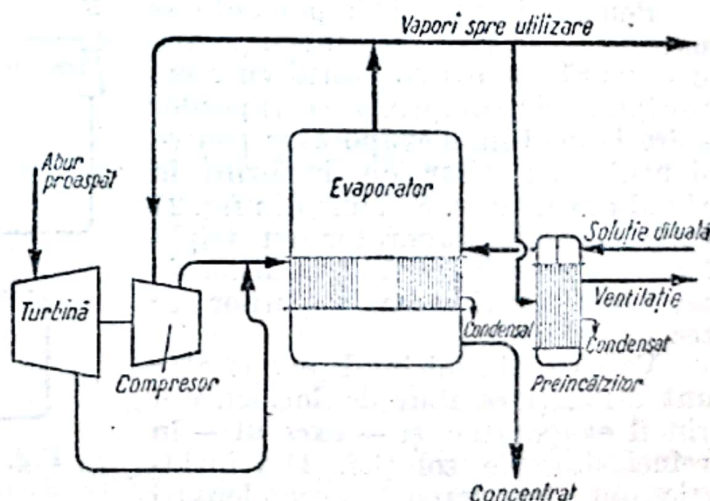


Fig. 24. Evaporator cu pompă de căldură cu turbocompresor.

Un adaus de căldură pentru complectarea necesarului pentru încălzire și compensarea pierderilor se poate obține prin încălzirea electrică.

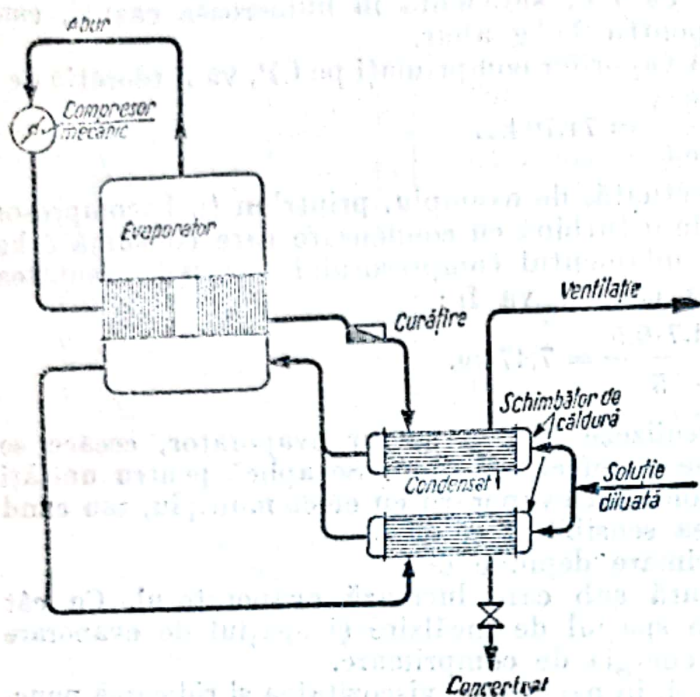


Fig. 25. Evaporator cu pompă de căldură cu compresor acționat de motor electric.

kilogramul de vaporii aspirați depinde de presiunea aburului proaspăt și de comprimarea cerută. Cantitatea este mai mică pentru presiuni mai înalte și pentru o comprimare mai redusă. În fig. 26 se arată schema unui evaporator cu pompă de căldură cu injector.

Pentru instalații importante se poate combina evaporatorul cu pompă de căldură cu evaporatorul cu efect multiplu, prin comprimarea vaporilor aspirați din ultimul evaporator, pentru a-i utiliza cu abur de încălzire în primul evaporator. Schema din fig. 27 reprezintă un evaporator cu triplu efect, care funcționează în condițiile de mai sus (comprimarea vaporilor se face cu injector).

Vaporii din ultimul evaporator sunt utilizați ca abur de încălzire în primul evaporator și — excesul — în preîncălzitoarele soluției. Din instalație nu ies vaporii necondensați (sistem cu condensare totală). Instalația funcționează fără o ridicare a punctului de fierbere al lichidului, din cauza concentrării slabe, și lucrează cu o mică diferență de temperatură. Randamentul termic este comparabil cu al unei instalații cu șapte evaporatoare.

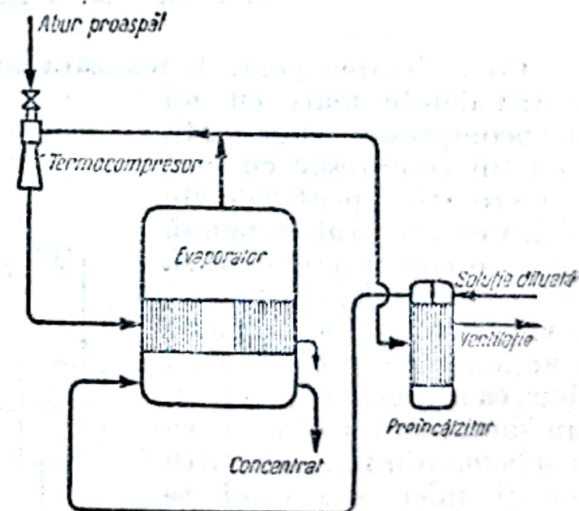


Fig. 26. Evaporator cu pompă de căldură, cu injector.

Compresorul mecanic este un aparat scump, din care cauză utilizarea lui este mai redusă. Totuși, pentru instalații mari de evaporare, cum sunt cele din fabricile de zahăr, se obțin economii importante.

2. Comprimarea cu injectoare

Marele avantaj al injectorului îl constituie simplitatea aparatului, deoarece el nu are nici o piesă în mișcare. Prețul lui este mult mai redus decât al compresorului mecanic.

Randamentul său este însă numai jumătate din cel al compresorului mecanic și utilizarea sa nu este rațională decât pentru grade de comprimare mici. Greutatea aburului proaspăt utilizat pe

Intr'un sistem combinat, cum este cel din fig. 28, termocompresoarele pot fi utilizate și pentru a mări producția unei instalații cu efect multiplu, când nu se dispune de o cantitate suficientă de abur pentru încălzire. Vaporii din primul corp sunt readuși în parte în circulație cu ajutorul unui injector; restul vaporilor sunt utilizați la preîncălzirea soluției, sau sunt trimiși în al doilea evaporator. Acest procedeu este folosit în special în industria zahărului,

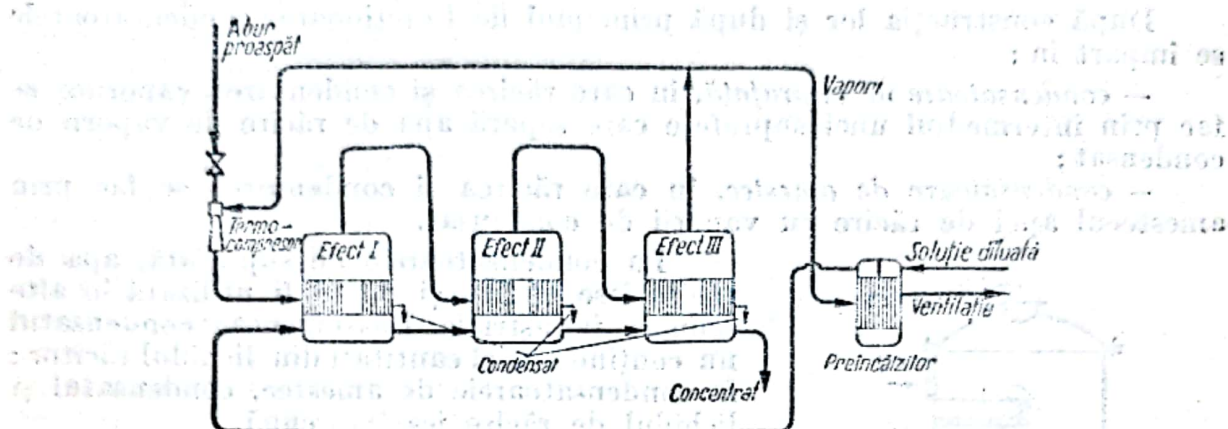


Fig. 27. Schema unui evaporator cu efect multiplu și cu injector.

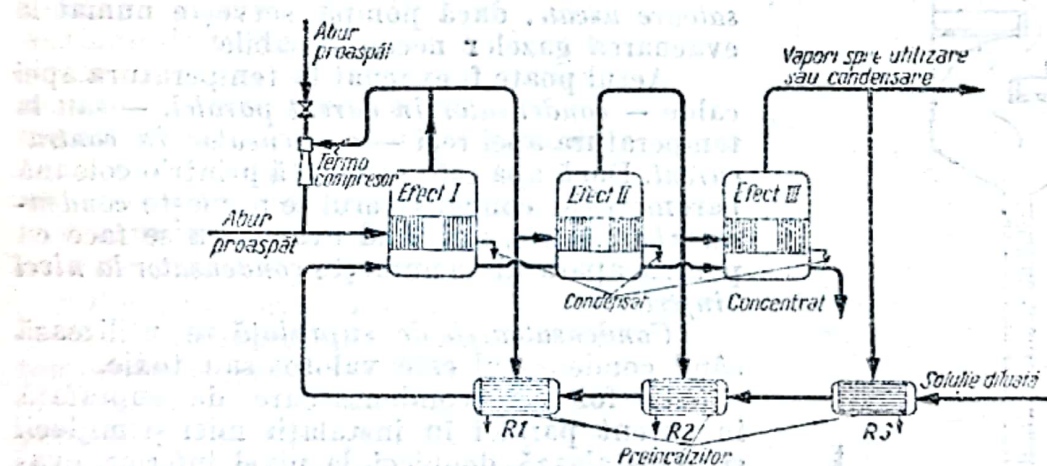


Fig. 28. Evaporator cu efect multiplu și injector.

Este important de observat că termocompresorul și injectorul funcționează optim în condiții de lucru bine determinate și că eficacitatea sa scade, în general, repede, când lucrează în condiții diferite de cele pentru care a fost construit.

Evaporatoarele cu pompă de căldură sunt folosite pentru concentrarea produselor farmaceutice, a laptelui, a glucozei, a materiilor tanante, etc.

ACCESORIILE EVAPORATOARELOR

Pompele sunt necesare pentru circulația lichidului și, pentru realizarea vidului în instalațiile care lucrează sub depresiune. (Pentru descriere și caracteristici v. secțiunea Pompe).

Condensatoare

Una dintre condițiile inițiale stabilite pentru efectuarea evaporării a fost ca vaporii degajați să fie înlăturați dela suprafața de evaporare a lichidului. Vaporii evacuați, în majoritatea cazurilor neavând altă utilizare, sunt condensați.

După construcția lor și după principiul de funcționare, condensatoarele se împart în :

— *condensatoare de suprafață*, în care răcirea și condensarea vaporilor se fac prin intermediul unei suprafețe care separă apa de răcire de vaporii de condensat ;

— *condensatoare de amestec*, în care răcirea și condensarea se fac prin amestecul apei de răcire cu vaporii de condensat.

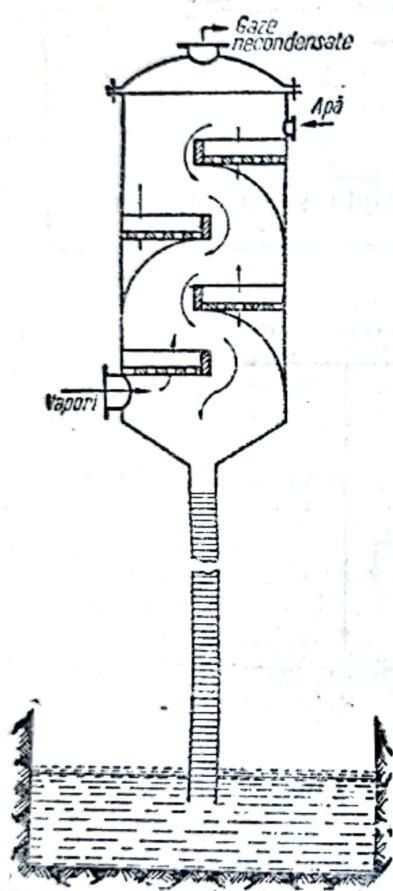


Fig. 29. Condensator barometric în contracurent.

În condensatorul fără șicane, formarea vinelor subțiri se obține trecând apa prin tuburi cu găuri sau prin alte mijloace asemănătoare. În condensatoarele cu șicane, picăturile se obțin prin găurile din șicane și prin deversarea apei peste marginile șicanelor.

Fig. 29 reprezintă o secțiune a unui condensator de amestec în contracurent, cu coloană barometrică. Deoarece gazele pot antrena cu ele și picături de apă, în drumul gazelor se instalează un separator de picături (fig. 30).

La condensatoarele de suprafață, apa de răcire iese curată și poate fi utilizată în alte scopuri industriale. Deasemenea, condensatul nu conține nici el cantități din lichidul răcitor ; la condensatoarele de amestec, condensatul și lichidul de răcire ies împreună.

Condensatoarele se pot împărți și în *condensatoare umede* când au aceeași pompă pentru evacuarea apei și a vaporilor, și în *condensatoare uscate*, dacă pompa servește numai la evacuarea gazelor necondensabile

Aerul poate fi evacuat la temperatura apei calde — *condensator în curent paralel*, — sau la temperatura apei reci — *condensator în contracurent*. Dacă apa este evacuată printr'o coloană barometrică, condensatorul se numește *condensator barometric*, iar când evacuarea se face cu pompă, aparatul se numește *condensator la nivel inferior*.

Condensatoarele de suprafață se utilizează când condensatul este valoros sau toxic.

Se folosesc condensatoare de suprafață în curent paralel în instalații mici și mijlocii și se instalează, de obicei, la nivel inferior, evacuarea condensatului și a gazelor necondensabile făcându-se cu ajutorul unei singure pompe.

Condensatoare de amestec. Condensarea completă a vaporilor se poate obține prin amestecarea lor cât mai intimă cu apa de răcire. În condensatoarele de amestec, amestecarea se realizează prin împărțirea apei în picături sau în vine subțiri, pentru a realiza o suprafață de contact cât mai mare între apă și vaporii.

Aburul de condensat intră, prin conducta 1, în partea inferioară a condensatorului. Apa de răcire intră, prin conducta 2, în cilindru de distribuție 3, de unde, prin conducta 4, trece în condensator deasupra șicanei superioare.

Conducta 5 care face legătura între cilindru de distribuție 3 și condensator are drept scop egalarea presiunii. Gazele necondensate părăsesc condensatorul prin conducta 6, prin separatorul de picături 7, și merg spre pompă prin conducta 10. La trecerea din secțiunea îngustă a conductei 6 la secțiunea largă a separatorului 7, și din cauza schimbării sensului de circulație, picăturile antrenate de gaze se depun, iar lichidul rezultat curge prin conducta 8 în coloana barometrică 9. Urmărind fig. 30 se constată că distanța între șicane se mărește de sus în jos. Aceasta se explică prin faptul că vaporii care urcă prin condensator se condensează treptat, deci cantitatea lor se micșorează, ceea ce duce la micșorarea secțiunii de trecere. Plăcile 12 de sub șicane servesc pentru evitarea spațiilor moarte. Cercetările au arătat că instalarea acestor plăci micșorează de 4—5 ori pierderile de presiune ale vaporilor și ale gazelor în condensator, fapt care ușurează mult sarcina pompei de vid.

Pentru încărcarea pompei de vid au o mare importanță cantitatea și temperatura apei de răcire. Mare parte din aerul pe care trebuie să-l evacueze pompa de vid este degajată din apa de răcire. Cantitatea de apă de răcire este funcție de temperatura de intrare a apei în condensator. Cu cât temperatura este mai joasă, cu atât cantitatea de apă introdusă în condensator este mai mică.

Rolul coloanei barometrice este de a menține depresiunea, permițând totuși evacuarea condensatului și a apei de răcire la presiune atmosferică: coloana de lichid dinăuntrul coloanei barometrice echilibrează diferența de presiune între presiunea atmosferică și presiunea din condensator. În timpul funcționării, apa de răcire și condensatul se evacuează continuu pe la baza coloanei barometrice, într'un rezervor sau la canal.

Condensatoarele de amestec în contracurent sunt mult mai avantajoase decât condensatoarele de amestec în curent paralel. În condensatoarele de amestec în contracurent, diferența de temperatură a apei la ieșire și a aburului

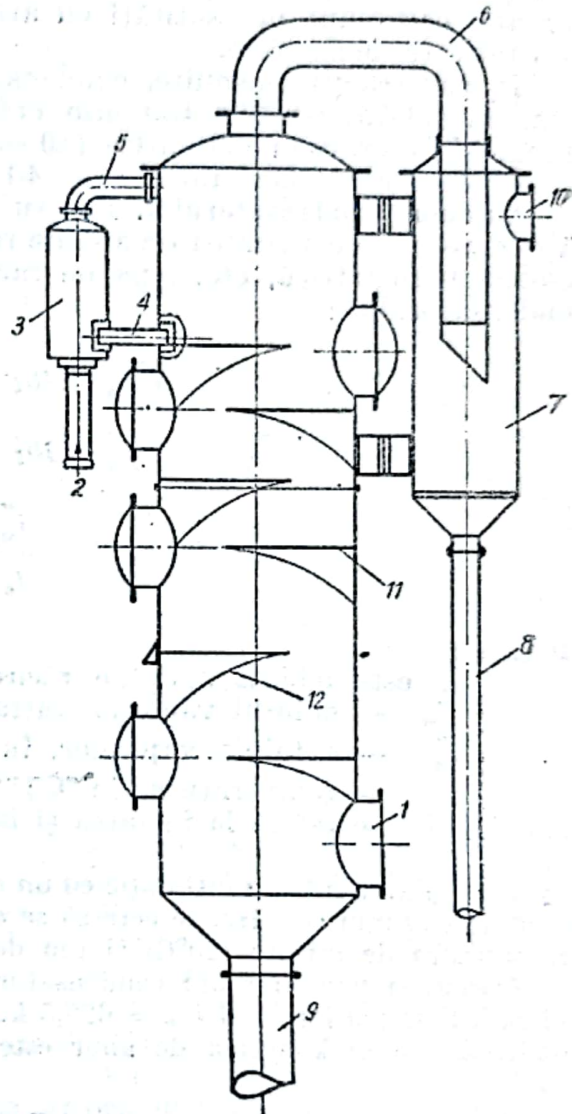


Fig. 30. Condensator barometric în contracurent:

- 1—intrarea vaporilor; 2—intrarea apei de răcire;
3—cilindru de distribuție; 4, 5 și 6 conductă;
7—separator de picături; 8—conductă; 9—coloană barometrică; 10—evacuarea gazelor;
11—șicane; 12—plăci directoare.

la intrare poate să fie de $1 - 3^{\circ}\text{C}$, pe când la condensatoarele de amestec în paralel trebuie să fie de peste 5°C . Condensatoarele în curent paralel necesită o cantitate mai mare de apă de răcire și au deci un consum mare de energie, atât pentru pomparea apei de răcire, cât și pentru evacuarea gazelor necondensate, care sunt în cantități cu atât mai mari, cu cât apa de răcire este în cantitate mai mare.

În construcții obișnuite, condensatoarele barometrice lucrează cu o presiune (absolută) de $75 - 150$ mm col. Hg; la construcții speciale se poate ajunge și la presiuni mai joase ($10 - 30$ mm col. Hg). Cantitatea de apă de răcire necesară variază între 15 și 40 kg/kg vaporii de condensat.

Calculul condensatorului. Pentru calculul unui condensator este necesar să se determine cantitatea de apă de răcire, volumul eliminat din condensator, coloana barometrică, etc. Apa de răcire se obține dintr'un bilanț termic al condensatorului:

$$V_n i_n'' + R t_i = (R + V_n) t_e \quad (32)$$

$$V_n i_n'' + R t_i = (R + V_n) t_e \quad (33)$$

$$R = \frac{i_n'' - t_e}{t_e - t_i} V_n \quad (34)$$

în care:

- R este debitul apei de răcire, în kg/h;
- V_n — debitul vaporilor intrați din ultimul evaporator, în kg/h;
- i_n'' — entalpia vaporilor, în kcal/kg;
- t — temperatura, în $^{\circ}\text{C}$;

indicii i și e se referă la intrarea și la ieșirea apei de răcire.

Exemplu. Pentru o instalație cu un debit de vaporii de $1\,000$ kg/h, sub o depresiune de 650 mm col. Hg, se cere să se calculeze apa de răcire necesară, cunoscând temperatura de intrare (20°C) și cea de ieșire (50°C).

Presiunea vaporilor din condensator este $760 - 650 = 110$ mm col. Hg = $0,15$ kgf/cm², entalpia lor fiind $i_n'' = 620,5$ kcal/kg. Cantitatea de apă de răcire necesară condensării unui kilogram de abur este:

$$\frac{620,5 - 50}{50 - 20} = 19 \text{ kg};$$

debitul apei de răcire este:

$$R = 19 \cdot 1\,000 = 19\,000 \text{ kg/h.}$$

Aerul și, în general, gazele permanente, care nu se condensează în condensator provin din aerul dizolvat în soluția diluată, din gazele care provin din reacții în timpul evaporării, din aerul intrat prin neetanșeități și, la condensatoarele de amestec, din aerul dizolvat în apa de răcire.

Aerul din apa de răcire se apreciază la 2% volume aer sau $0,000\,024$ kg aer/kg apă. Conținutul în aer al vaporilor care intră în condensator este foarte variabil; greșeli de construcție sau neglijențe în întreținere pot mări mult cantitatea de aer intrat prin neetanșeități. Se consideră, de obicei, $0,2 - 0,5\%$ în volume sau $0,01$ kg aer pentru un kilogram de vaporii.

Debitul total al aerului în condensator poate fi deci exprimat prin formula :

$$G_a = 0,000024 R + 0,01 V_n \approx 0,01 V_n,$$

în care :

G_a este debitul gravimetric al aerului care trece prin condensator, în kg/h ;

R — debitul apei de răcire, în kg/h ;

V_n — debitul vaporilor rezultați din ultimul evaporator, în kg/h.

Pompa de vid evacuează acest aer împreună cu vaporii de apă. Debitul total de gaze (aer + vaporii de apă) este :

$$V_p = V_a \frac{P}{p_a}, \quad (35)$$

unde :

V_p este debitul pompei, în m³/h ;

V_a — debitul aerului, în m³/h ;

P — presiunea totală în condensator, în mm col. Hg ;

p_a — presiunea parțială a aerului, în mm col. Hg ;

Debitul aerului este :

$$V_a = V'_{a,n} \frac{273 + t}{273 + t_0} + V'_R \cdot \frac{273 + t}{273 + t_r} \frac{760}{P}, \quad (36)$$

în care :

$V'_{a,n}$ este debitul volumetric (la t_0 și P) al aerului din vaporii rezultați din ultimul evaporator, în m³/h ;

V'_R — debitul volumetric (la t_r și 760 mm col. Hg) al aerului din apa de răcire, în m³/h ;

t — temperatura aerului în punctul de evacuare a lui din condensator, în °C. La condensatoarele lucrând în curent paralel $t = t_c$, iar la condensatoarele lucrând în contracurent $t = t_c + (3 - 5)$, unde t_c este temperatura de ieșire a amestecului condensat plus apă de răcire ;

t_0 — temperatura de intrare în condensator a vaporilor veniți de la ultimul evaporator, în °C ;

t_r — temperatura de intrare a apei de răcire, în °C ;

Pentru determinarea debitului pompei se introduce valoarea lui V_a , rezultată din ecuația (36), în ecuația (35) în care presiunea parțială a aerului se calculează cu ajutorul presiunii vaporilor de apă : $p_a = P - p_{ap}$, unde p_{ap} este presiunea maximă a vaporilor de apă la temperatura t .

Exemplu. Într'un condensator în contracurent se condensează 1 000 kg/h vaporii care conțin 0,5 % volume aer. Dacă apa de răcire cu 2 % volume aer intră la 15°C și iese cu condensatul la 50°C, să se calculeze debitul pompei pentru evacuarea aerului la 20°C, cunocând că presiunea absolută în condensator este de 100 mm col. Hg.

La această presiune (0,136 kgf/cm²), volumul specific al vaporilor $v''_s = 11,4$ m³/kg (v. tabelele vaporilor de apă).

Rezultă că debitul aerului din vaporii este :

$$V'_{a,n} = \frac{11,40 \cdot 1\,000 \cdot 0,5}{100} = 57 \text{ m}^3/\text{h}.$$

Din tabelele vaporilor de apă se obține temperatura de intrare $t_0 = 51,3^\circ\text{C}$ a vaporilor. Presiunea parțială a vaporilor de apă la 20°C fiind $17,5 \text{ mm col. Hg}$, presiunea parțială a aerului este $100 - 17,5 = 82,5 \text{ mm col. Hg}$. Conținutul caloric al vaporilor la 50°C este $i'' = 619 \text{ kcal/kg}$, de unde rezultă că apa de răcire necesară este:

$$R = \frac{i'' - t_e}{t_e - t_r} V_n = \frac{619 - 50}{50 - 15} 1\,000 = 16\,250 \text{ kg/h.}$$

Aerul în apa de răcire fiind:

$$V_R = \frac{16\,250 \cdot 2}{100} = 0,325 \text{ m}^3/\text{h},$$

debitul pompei este:

$$V_p = \left(57 \frac{273 + 20}{273 + 50} \frac{100}{82,5} + 0,325 \frac{273 + 20}{273 + 15} \frac{760}{82,5} \right);$$

$$V_p = 66 \text{ m}^3/\text{h}.$$

Calculul coloanei barometrice. Ecuația lui Bernoulli (v. secțiunea Curgerea fluidelor),

$$h_1 - h_2 + \frac{w_1^2}{2g} - \frac{w_2^2}{2g} + \frac{P_1}{\gamma_1} - \frac{P_2}{\gamma_2} + W - f = 0,$$

aplicată la o coloană barometrică, devine:

$$H_t = - \frac{w_1^2}{2g} - \frac{P_1}{\gamma_1} + \frac{10\,332}{\gamma_2} + \left(1,5 + 0,03 \frac{H}{d} \right) \frac{w_1^2}{2g},$$

sau

$$H_t = \frac{10\,332}{\gamma_2} - \frac{P_1}{\gamma_1} + \left(0,5 + 0,03 \frac{H}{d} \right) \frac{w_1^2}{2g}, \quad (37)$$

deoarece:

$h_1 - h_2 = H_t$ este înălțimea teoretică a coloanei barometrice; $w_2^2/2g = 0$, fiindcă w_2 viteza lichidului în rezervorul inferior al coloanei barometrice este neglijabilă față de w_1 , viteza lichidului în coloana barometrică;

$P_2 = 10\,332 \text{ kgf/m}^2$, fiind presiunea atmosferică;

$W = 0$, deoarece nu se introduce lucru mecanic (pompă) în coloană. Frecarea în conductă:

$$f = \left(\zeta_1 + \zeta_2 + \lambda \frac{H}{d} \right) \frac{w_1^2}{2g},$$

devine egală cu:

$$\left(1,5 + 0,03 \frac{H}{d} \right) \frac{w_1^2}{2g},$$

pentru că ζ_1 , coeficientul de rezistență la intrare din condensator în coloana barometrică, este 0,5; ζ_2 , coeficientul de rezistență la ieșirea din coloană, este 1, iar λ , coeficientul de frecare dealungul coloanei, se alege 0,03.

Pentru siguranță, ca lichidul să nu înnece condensatorul când vidul crește, se mai adaugă încă 0,5 m, adică $H = H_t + 0,5$.

Viteza w , a lichidului în conductă se ia între 0,5 și 2 m/s, considerând debitul ca fiind suma vaporilor condensați și a apei de răcire; P_1 este presiunea din condensator.

Exemplu. Să se calculeze coloana barometrică pentru un condensator în contracurent cu debitul de 1 000 kg vaporii, pentru care este necesară cantitatea de 16 250 kg apă de răcire pe oră, cunoscând că presiunea din condensator este de 100 mm col. Hg. greutatea specifică a lichidului, 1 000 kgf/m³, iar viteza în conductă, 1 m/s.

Diametrul coloanei se calculează din secțiunea coloanei care se obține ca raport între debit și viteza lichidului, adică :

$$\frac{1\,000 + 16\,250}{1\,000 \cdot 1 \cdot 3\,600} = 0,0048 \text{ m}^2,$$

de unde rezultă diametrul :

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0048}{3,14}} = 0,078 \text{ m}.$$

Introducând în ecuația (37) : $P_1 = 1\,360 \text{ kgf/m}^2$, $\gamma = 1\,000 \text{ kgf/m}^3$, H (aproximativ) = 10 m, se obține :

$$H_t = \frac{10\,332}{1\,000} = \frac{1\,360}{1\,000} + \left(1,5 + 0,03 \frac{10}{0,078}\right) \frac{1}{2 \cdot 9,81} = 9,25;$$

înălțimea practică $H = 9,25 + 0,50 = 9,75 \text{ m}$, fără porțiunea afundată în apă, pentru care se mai adaugă încă aproximativ 0,50 m.

XX. CRISTALIZAREA

TEORIA PROCESULUI DE CRISTALIZARE

1. Generalități

Cristalizarea, ca proces industrial, este importantă prin numărul mare de produse utilizate sub formă cristalizată și prin faptul că se folosește ca mijloc de purificare a substanțelor solide cristalizabile (cu excepția cristalelor mixte).

Din punct de vedere fizic, cristalizarea este un proces de solidificare prin care unul sau mulți componenți ai unui lichid trec în stare cristalină, cu structură reticulară și cu forme poliedrice, deci cu proprietăți vectoriale discontinue.

Cristalizarea se produce la solidificarea unei topituri și la separarea solidului disolvat dintr-o soluție. Acest ultim caz caracterizează multe procese tehnologice, unde materialele solide trebuie prelucrate întâi sub formă disolvată și apoi trebuie separate în stare cât mai pură. Cristalele astfel obținute

sunt corpuri solide, chimic omogene, dar anisotrope din punctul de vedere al proprietății de a maela și de a cliva, din punctul de vedere al difracției razelor și, în special, din punctul de vedere al vitezei de creștere, care determină forma cristalului. Aceste proprietăți discontinue variază cu direcția; ele sunt specifice substanței cristaline. Pentru alte proprietăți cristalele sunt isotrope, astfel încât aceste proprietăți nu deosebesc corpurile amorfe de cele cristalizate. Aceste proprietăți variază în mod continuu cu direcția; de exemplu: dilatația termică, viteza luminii, conductivitatea.

Structura cristalelor. Deosebirea dintre substanța cristalină și cea amorfă este de ordin structural intern.

Omogenitatea substanței cristaline se deosebește de aceea a substanței amorfe prin modul de distribuire în spațiu a punctelor cu proprietăți identice care constituie substanța omogenă. La cristale, atomii sau ionii sunt distribuiți regulat în nodurile așa numitelor rețele spațiale. O rețea spațială se obține prin intersecția reciprocă a trei sisteme de plane. În fiecare sistem, planele sunt paralele între ele și se găsesc la distanțe egale, însă aceste distanțe sunt diferite pentru fiecare sistem de plane paralele. Planele împart spațiul în celule egale, punctele lor de intersecție formând nodurile. Aceste celule au dimensiuni mici; de exemplu cubul elementar de clorură de sodiu are latura de $1/4 - 1/3 \cdot 10^{-6}$ mm.

În corpurile cristalizate unitățile structurale nu mai sunt molecule, ci atomi sau grupuri de atomi, sau, mai exact, în cristalele electrolitelor puternici, ioni. La neelectroliti adeseori apar, ca unități de structură, grupuri de atomi asemănătoare moleculelor; de exemplu MgO și Al_2O_3 în spinel, SiO_2 în cuarț, și H_2O_2 în gheață.

Cristalele se împart în 32 de tipuri de simetrie (clase de simetrie sau clase cristalografice) care, după simetria rețelilor, au fost grupate în șapte sisteme de simetrie (sisteme cristalografice).

O substanță, deși are aceeași rețea cristalină, poate apărea sub forme și cu dimensiuni diferite. Aceasta se explică prin vitezele diferite de creștere după direcții diferite și prin influența viscozității și a temperaturii asupra vitezei de creștere.

Polimorfism. Unele substanțe pot cristaliza în mai multe forme cristalografice aparținând unor clase cristalografice deosebite. Acest fenomen se numește polimorfism, pentru combinații, și alotropie, pentru elemente. Formele rezultate, afară de sistemul deosebit de cristalizare au și alte proprietăți fizice diferite, de exemplu, cele două stări alotropice ale carbonului: a) diamantul, sistemul cubic (transparent, incolor, dur); b) grafitul, sistemul hexagonal (cenușiu-negru, opac, moale).

Exemple de stări polimorfe: sub $5^\circ C$ există cinci stări ale gheții, între care predomină o formă cu densitatea mai mică decât a apei, celelalte patru având densitatea mai mare; carbonatul de calciu cristalizează în sistemul hexagonal (spatul de Islanda) sau rombic (aragonitul); există nouă forme ale azotatului de sodiu, etc.

Fiecare dintre varietățile cristaline este stabilă numai între anumite intervale de temperatură. Trecerea dela o formă la alta se face cu efect termic endoterm sau exoterm. La aceeași temperatură pot exista două forme cristaline stabile. Trecerea dela una la alta nu este totdeauna posibilă.

Fenomenul de polimorfism este folosit pentru a obține cristale cu proprietăți diferite, prin crearea unor condiții corespunzătoare. Astfel, în funcție de temperatura de cristalizare, anumiți pigmenti minerali pot fi obținuți în culori diferite. În felul acesta se comportă cromatii de plumb, iodura de mercur (care poate fi separată ca precipitat roșu sau galben). În procesul prelucrării cristalelor prin filtrare, forma și mai ales mărimea cristalelor au

o importanță deosebită, deoarece, cu cât forma lor este mai bine definită și cu cât sunt mai mari, cu atât procesul de filtrare decurge mai repede. La neutralizarea cu carbonat de calciu a soluțiilor de sulfati, pentru a obține sulfatul de calciu sub o anumită formă de macrocristale, trebuie să se mențină temperatura de 60 — 65 °C și un raport anumit al maselor în reacție. De asemenea, la obținerea antrachinonei și a derivaților ei, pentru a obține macrocristale, precipitarea trebuie să se facă lent, în mediu diluat și fierbinte, deoarece, altfel, se ajunge la un precipitat aproape coloidal, imposibil de filtrat.

Isomorfism. Două substanțe cristalizate sunt isomorfe atunci când a) formele lor, din punct de vedere cristalografic, sunt identice sau cel puțin foarte apropiate (aceeași simetrie, constante geometrice identice sau foarte apropiate și b) sunt susceptibile de a sincristaliza, adică de a da cristale omogene, în care proporția celor două substanțe poate varia continuu.

Astfel se comportă alaunii. Dacă se amestecă, de exemplu, o soluție de alaun ordinar (incolor) și de alaun de crom (verde), soluția obținută, evaporată lent, depune cristale omogene, uniform colorate în verzui mai mult sau mai puțin intens, după proporțiile în care cele două substanțe inițiale au fost amestecate.

Astfel de cristale au fost numite soluții solide sau cristale mixte.

Hidrați cristalini. Cristalizarea este influențată mult de procesul de hidratare, datorită cărui, la separarea fazei solide din soluție, substanța care cristalizează leagă de molecula ei una sau mai multe molecule de apă. Numărul moleculelor de apă este variabil cu temperatura și cu concentrația și poate fi urmărit în diagrama fazelor hidratului cristalin respectiv. Cantitatea variabilă a apei de cristalizare influențează forma și proprietățile cristalelor.

De exemplu, sulfatul de cupru anhidru (CuSO_4), compus incolor, cristalizează în sistemul rombic, iar pentahidratul ($\text{CuSO}_4 \cdot 5\text{H}_2\text{O}$) se prezintă sub formă de cristale mari, albastre, aparținând sistemului triclinic. Pentahidratul sulfatului de cupru, încălzit la 100 °C, pierde patru molecule de apă, iar la 240 °C trece în sulfat anhidru. Cantitatea de apă de cristalizare, stabilă în molecula hidratului cristalin, este variabilă și cu presiunea de vapor a mediului ambiant. Astfel, dacă la temperatura dată această presiune este mai mică decât cea a hidratului cristalin, acesta pierde apa de cristalizare (de exemplu, sulfatul de sodiu, $\text{Na}_2\text{SO}_4 \cdot 10\text{H}_2\text{O}$). Dacă presiunea de vapor a mediului ambiant depășește presiunea de vapor a hidratului, acesta își mărește conținutul de apă și se „topește” treptat, de exemplu clorura de sodiu.

2. Solubilitate. Echilibrul fazelor

Dacă se introduce un cristal într'un solvent, părțile periferice ale cristalului trec în soluție. În jurul cristalului se formează o soluție mai concentrată, care apoi este diluată prin curenți de difuziune și de convecție, ce tind să stabilească, în toată masa solventului, aceeași concentrație. Disolvarea apare deci ca un fenomen invers creșterii cristalelor.

Viteza cu care se disolvă un cristal depinde de natura disolvantului, de temperatură, de natura lui chimică, de concentrație și de curenții de difuziune și convecție care se produc. Direcțiile de creștere maximă sunt, în același timp direcții de disolvare maximă.

Solubilitatea substanțelor în funcție de temperatură se reprezintă prin curbe continue, fără puncte de inflexiune. Pentru marea majoritate a substanțelor, solubilitatea crește cu temperatura. La unele substanțe (mai ales la cele care dau hidrați cristalini), curbele de solubilitate prezintă inflexiuni și, uneori, între anumite limite de temperatură, solubilitatea lor scade cu

creșterea temperaturii. Pentru stabilirea solubilității substanțelor se recurge la date experimentale sau la tabele.

Pentru compușii anorganici care nu se hidratează în apă, solubilitatea la o temperatură oarecare se poate determina prin metoda liniilor lui Dühring, dacă se cunoaște solubilitatea la două temperaturi diferite.

Aplicată la solubilitate, regula lui Dühring corespunde unui raport constant între diferențele de temperatură ($t_1 - t_2$) a două solubilități molare ale substanței date și cele ale acelorași solubilități, pentru substanța de referință ($t'_1 - t'_2$)

$$\frac{t_1 - t_2}{t'_1 - t'_2} = K. \quad (1)$$

După ce K este cunoscut, cu ajutorul solubilității la două temperaturi, și cunoscând variația solubilității cu temperatura a substanței de referință se poate stabili solubilitatea substanței de cercetat la orice temperatură. Solubilitatea molară a substanței la o temperatură oarecare t_x va fi egală cu solubilitatea molară a substanței de referință la t'_x :

$$t'_x = \frac{t_x - t_2}{K} + t'_2. \quad (2)$$

Exemplu. Să se determine solubilitatea azotatului de argint la 25°C, cunoscând solubilitatea la temperaturile:

$t_2 = 0^\circ\text{C}$ 6,65 moli/1 000 g apă;

$t_1 = 15^\circ\text{C}$ 10,75 moli/1 000 g apă.

Ca substanță de referință se folosește azotatul de potasiu (sare care nu se hidratează) ale cărei solubilități sunt:

6,65 moli KNO_3 /1 000 g apă la $t'_2 = 41,5^\circ\text{C}$;

și

10,75 moli KNO_3 /1 000 g apă la $t'_1 = 59,7^\circ\text{C}$.

Din relația (1) se determină K :

$$K = \frac{15 - 0}{59,7 - 41,5} = 0,825.$$

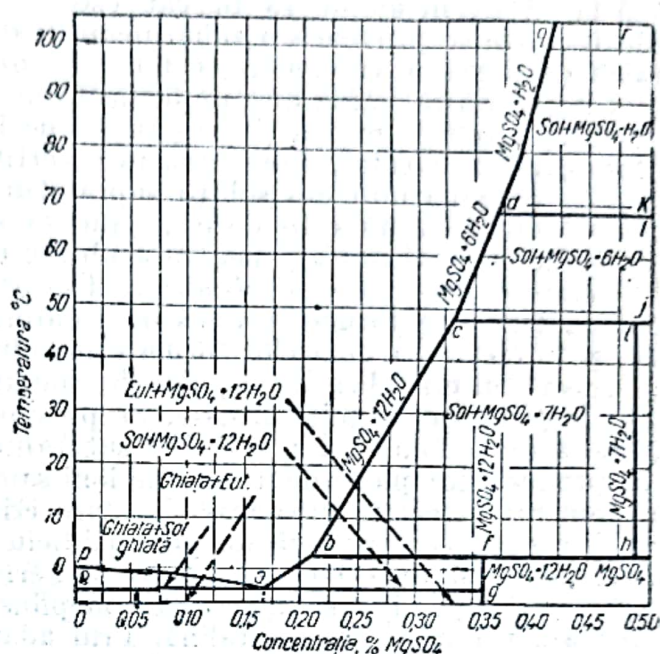
Solubilitatea căutată a azotatului de argint, la 25°C, va fi egală cu solubilitatea azotatului de potasiu la temperatura ce se poate determina acum, considerând, în ecuația (2), $t_x = 25^\circ\text{C}$:

$$t'_x = \frac{25 - 0}{0,825} + 41,5 = 71,8^\circ\text{C}.$$

Solubilitatea azotatului de potasiu la 71,8°C este 14,27 moli KNO_3 /1 000 g apă; rezultă că aceeași solubilitate o are și azotatul de argint la 25°C.

Dintre factorii care influențează solubilitatea, prin deplasarea echilibrului dintre faze, cei mai importanți sunt temperatura și concentrația. Coborîrea temperaturii unei soluții saturate, sau concentrarea ei prin eliminare de solvent, duc la separarea unei părți din substanța disolvată. Ridicarea temperaturii sau diluarea soluției dau posibilitatea de a mări cantitatea de substanță disolvată. Primele două criterii sunt, de fapt, principiile metodelor de cristalizare; condițiile de cristalizare se aleg astfel, încât substanța solidă să se separe sub formă de cristale cu anumite forme și dimensiuni.

În fig. 1 este redată diagrama diferiților hidrați ai sulfatului de magneziu. Linia *pa* reprezintă locul geometric al punctelor de formare a gheții din soluțiile de MgSO_4 . Punctul *a* ($-3,89^\circ\text{C}$) este eutecticul, iar linia *abcdq* este curba de solubilitate a diferiților hidrați. Linia *ab* ($-3,89^\circ\text{C}$ la $+2,05^\circ\text{C}$) este curba de solubilitate a $\text{MgSO}_4 \cdot 12\text{H}_2\text{O}$. Aria *abfg* corespunde domeniului de stabilitate al $\text{MgSO}_4 \cdot 12\text{H}_2\text{O}$ în soluția mătă. Linia *bc* este curba de solubilitate a $\text{MgSO}_4 \cdot 7\text{H}_2\text{O}$, stabil în soluția mătă, în cadrul suprafeței *cihb*. Isoterma *bfg* ($2,05^\circ\text{C}$) reprezintă transformarea isotermă a $\text{MgSO}_4 \cdot 7\text{H}_2\text{O}$ în $\text{MgSO}_4 \cdot 12\text{H}_2\text{O}$; amestecul este o soluție saturată cu concentrația 21% MgSO_2 , conținând $\text{MgSO}_4 \cdot 7\text{H}_2\text{O}$ solid și $\text{MgSO}_4 \cdot 12\text{H}_2\text{O}$ solid. Linia *cd* este curba de solubilitate a $\text{MgSO}_4 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$, stabil în soluția mătă în limitele zonei *dljc*. Isoterma *cij* ($48,3^\circ\text{C}$) reprezintă MgSO_4 , conținând $\text{MgSO}_4 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$ solid și $\text{MgSO}_4 \cdot 7\text{H}_2\text{O}$ solid. Linia *dq* este porțiunea corespunzătoare solubilității $\text{MgSO}_4 \cdot \text{H}_2\text{O}$, stabil peste isoterma *dkl* ($68,3^\circ\text{C}$). Această linie reprezintă soluția saturată cu 37% MgSO_2 , conținând $\text{MgSO}_4 \cdot \text{H}_2\text{O}$ solid și $\text{MgSO}_4 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$ solid. Aria *qrkd* este o parte din zona care reprezintă $\text{MgSO}_4 \cdot \text{H}_2\text{O}$ solid, în echilibru cu soluția saturată.

Fig. 1. Diagrama fazelor $\text{MgSO}_4 \cdot \text{H}_2\text{O}$.

3. Condiții de cristalizare

Un corp cristalizează când sistemul conține o cantitate de disolvat mai mare decât cea corespunzătoare solubilității la temperatura soluției. Aceste condiții se pot realiza făcând concentrarea la o temperatură la care solubilitatea este mai mare și apoi trecând la o temperatură la care solubilitatea este mai mică. Uneori o substanță nu cristalizează, chiar dacă condițiile exterioare de cristalizare sunt îndeplinite. În aceste cazuri substanța este în echilibru labil față de solvent, echilibru care se poate menține un timp oarecare. Este cazul soluțiilor suprasaturate și al topiturilor subrăcite.

Dacă o topitură cu viscozitate mare este răcită brusc, ea nu mai poate cristaliza, ci se solidifică sub formă de sticlă. Un exemplu de soluție suprasaturată este soluția de sulfat de sodiu, unde concentrația soluției poate fi mult depășită, fără a se separa cristale. În soluții suprasaturate, cristalizarea poate fi provocată prin adăugirea de germeni cristalini ai substanței disolvate sau ai unei substanțe oarecare, însă isomorfă cu disolvatul. Experiențele făcute au dovedit că germenii de cristalizare trebuie să aibă o anumită mărime pentru ca să poată provoca cristalizarea, mărime care corespunde la mai multe milioane de atomi.

Una dintre cauzele pentru care soluțiile suprasaturate nu cristalizează este viscozitatea lichidului, care crește pe măsură ce temperatura scade. Cu

cât viscozitatea lichidului este mai mare, cu atât tendința de cristalizare a substanței respective este mai mică, din cauza greutății de deplasare a particulelor în soluție. Acest caz se întâlnește la fabricarea glucozei din amidon. Pentru obținerea glucozei solide (cristalizate) se concentrează siropul numai până la $42^{\circ}\text{B}^{\circ}$, în loc de $45^{\circ}\text{B}^{\circ}$, cât este necesar pentru glucoza-sirop, iar pedeaaltăparte se provoacă o zaharificare mai avansată, pentru a reduce cantitatea de dextrine care mărește mult viscozitatea soluției.

Uneori, cristalizarea este împiedicată de impurități sau de alte substanțe disolvate în soluția mămă și care au rol de inhibitor. Acest caz se întâlnește la fabricarea zahărului, unde zahărul invertit împiedică, într-o mare măsură, cristalizarea zahărului din soluții suprasaturate. La fabricarea bomboanelor, unde cristalizarea nu este dorită, glucoza se introduce intenționat, pentru a împiedica cristalizarea și pentru a obține o masă amorfă.

Formarea germenilor de cristalizare. Procesul de cristalizare poate fi împărțit în două faze: 1) formarea nucleelor, datorită perturbării echilibrului între faze, și 2) creșterea nucleelor formate în soluție.

Inceputul cristalizării nu poate fi studiat, din cauza dimensiunilor foarte mici ale primelor cristale formate. Se presupune că, în soluțiile slab suprasaturate, atomii, ionii sau moleculele substanței disolvate încep să se asocieze și să producă complexe de atomi, de ioni sau de molecule distribuite simetric. În momentul trecerii substanței în stare cristalină, moleculele își pierd individualitatea și se formează un prim edificiu cristalin cu structură reticulară, numit „germen de cristalizare”. Acest germen exercită o forță de atracție asupra acelei părți a soluției care îndeplinește condițiile pentru a trece din starea amorfă în starea cristalină. Prin adăugare de noi atomi sau de ioni, germenii de cristalizare își continuă creșterea, având tendința de a se limita prin fețe plane, astfel încât, în cele din urmă dau naștere unui poliedru cristalin. Numărul de germeni care se formează în unitatea de timp și pe unitatea de volum este o măsură a vitezei de cristalizare. Această viteză este mare, când apar numeroase centre de cristalizare. Dacă apar multe cristale mici, ele se vor împiedica reciproc în timpul creșterii și vor duce, în cele din urmă, la formarea unui agregat de cristale mărunte. În practică s’a stabilit că această situație este favorizată de: răcirea rapidă, agitarea energetică, temperatura înaltă și greutatea moleculară mică a substanței disolvate.

La apariția spontană a unui mare număr de germeni se formează cristale microscopice, cu fețe puțin dezvoltate, în formă de plăci sau de ace. Dacă numărul mare de nucleee ia naștere în soluții foarte diluate (de exemplu la precipitarea sulfatului de bariu, a oxidului de aluminiu, a clorurii de argint), faza solidă se obține într-o stare de diviziune extrem de fină, greu de deosebit de precipitatele coloidale.

Dacă viteza de cristalizare este mică, deci numărul de germeni este restrâns, cristalizarea se face încet și vor rezulta cristale puține, dar bine dezvoltate, deoarece aceste cristale au posibilitatea de a epuiza soluția dintr’un volum relativ mare și chiar de a absorbi cristalele foarte fine, care s’ar găsi, eventual, în acest spațiu. Creșterea lentă a cristalelor mari permite obținerea unor forme mai apropiate de forma ideală a clasei cristalografice respective.

Viteza de creștere a cristalelor. Cristalele au tendința de a se delimita prin fețe plane. Dacă se taie o sferă de cristal și se cufundă într-o soluție saturată a acelui cristal, sfera se completează, până la forma unui poliedru. Deasemenea, un fragment de cristal se întregeste prin creștere.

S’a stabilit că viteza de creștere variază cu direcția, fiind egală, în direcții cristalografice echivalente, și diferită, în direcții neechivalente, în aceleași condiții ale mediului. La un cristal format, muchiile și colțurile corespund direcțiilor de viteză de creștere maximă, iar fețele, direcțiilor în care viteza

de creștere a fost minimă. Datorită variațiilor de temperatură, de presiune și, mai ales, de compoziție a soluțiilor în timpul formării cristalelor, valorile absolute ale vitezei de creștere variază chiar pe aceeași direcție. De exemplu, la cristalizarea alaunului de potasiu, din soluția apoasă se formează octaedri, iar dacă se adaugă puțin amoniac, alaunul cristalizează în cuburi.

Dacă în timpul creșterii unui cristal, zona de lichid din jurul lui ar fi în stare de repaus, ea ar înceta, la un moment dat, să mai fie suprasaturată și creșterea s'ar opri. Din cauza diferenței de concentrație între această zonă și restul soluției se nasc așa numiți *curenți de difuziune*, care tind să egaleze concentrația, printr'un transport de molecule dizolvate. Prin continuarea creșterii cristalului, diferența de concentrație crește și curenții se intensifică, devenind *curenți de convecție*, care sunt mai puternici. Spre deosebire de primii, curenții de convecție sunt chiar curenți de lichid suprasaturat, îndreptați spre zona de creștere. Curenții de convecție prea puternici pot produce perturbații, din cauza aportului inegal de soluție proaspătă, și pot determina, în cele din urmă, dezvoltarea inegală a fețelor de același fel, rezultând cristale deformate. Viteza liniară de cristalizare în soluții subrăcite, a fost determinată pentru câteva substanțe. Astfel, pentru acidul picric, la temperatura de topire de 122 °C și la subrăcirea topiturii până la 85 °C, viteza liniară de cristalizare este egală cu 85,8 cm/min, iar la nitroglicerina, la 5 °C, ea este egală cu 0,0145 cm/min.

Producerea cristalelor. În teoria termodinamică a cristalizării se stabilește că un cristal ia o formă cristalină compatibilă cu simetria cristalului, astfel încât aceasta să ceară o energie minimă. De fapt, diferența dintre energia unui cristal stabil termodinamic și a altui cristal nestabil, este mică.

Teoriile asupra cantității de cristale produse sunt bazate pe ipoteza că fenomenul de cristalizare este inversul disolvării. Fenomenul poate fi controlat cu ajutorul măsurării difuziunii produse la interfața solid-lichid. Rezistența la difuziune este determinată de filmul subțire care acoperă cristalul, deoarece, în soluție, curenții de convecție uniformizează concentrația.

Procesul de difuziune poate fi urmărit ca o reacție eterogenă. În cazul când concentrația soluției saturate este c_i și provine din soluția de concentrație c_f , iar concentrația la interfața cristal-lichid este c' , cantitatea de material depus pe cristal este :

$$\frac{dD}{dt} = \alpha' S (c' - c_f) = \frac{\alpha}{\delta} S (c_i - c_f), \quad (3)$$

unde :

- D este cantitatea depusă, în kg ;
- t — durata depunerii, în h ;
- S — suprafața cristalului, în m² ;
- δ — grosimea efectivă a filmului prin care se produce difuziunea, în m ;
- α — coeficientul de difuziune al filmului, în kg/h·m²·dif. conc ;
- α' — coeficient dependent de viteza de reacție interfacială.

Eliminând pe c' din ecuația (3), rezultă :

$$\frac{dD}{dt} = \frac{S (c_i - c_f)}{\frac{\delta}{\alpha} + \frac{1}{\alpha'}} \quad (4)$$

Căldura de cristalizare este căldura latentă care se degajă la precipitarea cristalelor din soluția saturată. De obicei, căldura de cristalizare este pozitivă (proces exoterm) și variază cu concentrația și cu temperatura.

Căldura de cristalizare este inversul sumei căldurii de dizolvare a cristalelor și a căldurii de diluare a soluției. Există tabele care cuprind aceste date pentru majoritatea solidelor ce cristalizează din apă. Căldura de diluare este mai rar întâlnită și numai pentru soluții foarte concentrate. Se obișnuiește să se utilizeze, pentru căldura de cristalizare, valoarea negativă a căldurii de dizolvare, neglijând căldura de diluare, care este mică în comparație cu căldura de dizolvare.

Cristalizarea fracționată. Când în soluție se găsesc două sau mai multe substanțe dizolvate, adeseori este posibilă cristalizarea unuia din disolvați, ceilalți rămânând în soluție, printr-o cristalizare fracționată. Metoda cristalizării fracționate se bazează pe diferența de solubilitate a disolvaților. Pentru realizarea cristalizării fracționate este important ca diferența de solubilitate să fie cât mai mare și disolvații să cristalizeze în sisteme de cristalizare diferite.

4. Bilanțul materialelor și randamentul cristalizării

Pentru întocmirea bilanțului de materiale se presupune că soluția finală are concentrația uniformă, egală cu concentrația de saturație corespunzătoare temperaturii respective, deoarece, în majoritatea cazurilor, cristalizarea este un proces lent și curenții de difuziune și de convecție au timpul necesar să egalizeze concentrația soluției.

Cristalizarea se produce în mai multe moduri :

- cristalizarea unui component pur, fără evaporare de solvent ;
- cristalizarea unui component hidratat, fără evaporare de solvent ;
- cristalizarea unui component hidratat, cu evaporare de solvent.

Notății :

- G — greutatea soluției inițiale, în kg ;
- c_i — concentrația soluției inițiale, în % ;
- c_f — concentrația soluției finale, în % ;
- D — cantitatea de cristale pure depuse (considerate fără apa de cristalizare), în kg ;
- D_i — cantitatea de disolvat inițial, în kg ;
- W_i — cantitatea de solvent în soluția inițială, în kg ;
- G_f — cantitatea de soluție finală, în kg ;
- D_f — cantitatea de cristale depuse final, în kg ;
- M_1 — greutatea moleculară a disolvatului, în g/mol ;
- M_2 — greutatea moleculară a disolvantului, în g/mol ;
- n — număr de moli disolvanți pentru hidratarea unui mol de cristale ;
- W_f — solvent în soluția finală, în kg ;
- W_c — solvent luat de cristale, în kg ;
- C_c — cantitatea de solvent evaporată, în % ;
- E — cantitatea de solvent evaporată, în kg.

a) Cristalizarea unui component pur, fără evaporare de solvent :

$$G_f = W_f \frac{100}{100 - c_f} = G \frac{100 - c_i}{100 - c_f}$$

$$D_f = D = G - G_f = G \frac{c_i - c_f}{100 - c_f} \quad (5)$$

Randamentul cristalizării :

$$\eta = \frac{D}{D_i} = \frac{100 (c_i - c_f)}{c_i (100 - c_f)} \quad (6)$$

b) Cristalizarea unui component hidratat, fără evaporare de solvent :
Solventul luat de cristalele hidratate este :

$$W_c = D_f \frac{nM_2}{M_1 + nM_2} = D_f \frac{1}{R} \quad (7)$$

unde :

$$R = \frac{M_1 + nM_2}{nM_2} ;$$

$$W_f = W_i - W_c = G \frac{100 - c_i}{100} - D_f \frac{1}{R} ;$$

$$G_f = W_f \frac{100}{100 - c_f} = G \frac{100 - c_i}{100 - c_f} - D_f \frac{100}{(100 - c_f) R} ;$$

$$D_f = G - G_f = G \frac{(c_i - c_f) R}{(100 - c_f) R - 100} ; \quad (8)$$

$$D = D_f - \frac{D_f}{R} = G \frac{(R - 1) (c_i - c_f)}{R (100 - c_f) - 100} \quad (9)$$

Randamentul cristalizării este :

$$\eta = \frac{D}{D_i} = \frac{100 (R - 1) (c_i - c_f)}{c_i [(100 - c_f) R - 100]} \quad (10)$$

c) Cristalizarea unui component hidratat, cu evaporare de solvent :

$$G = D_f + G_f + E$$

$$D_f = W_c + D$$

$$D_f = R \frac{100 D_i - c_f (G - E)}{100 (R - 1) - R c_f} \quad (11)$$

Randamentul cristalizării :

$$\eta = \frac{D}{D_i} = 1 - \frac{G_f c_f}{G c_i} \quad (12)$$

Exemplu. 10 000 kg soluție de 30 % Na_2CO_3 sunt răcite încet, la 20°C , când solubilitatea de saturatie este de 21,5 %. In timpul răcirii se evaporă 3 % din soluția inițială. Să se calculeze cantitatea de $\text{Na}_2\text{CO}_3 \cdot 10\text{H}_2\text{O}$ format.

Greutatea moleculară a $\text{Na}_2\text{CO}_3 \cdot 10\text{H}_2\text{O}$ este 286,2 iar a Na_2CO_3 , este 106 ; deci :

$$R = \frac{286,2}{106} = 2,70 ;$$

$$D_i = 10\,000 \frac{30}{100} = 3\,000 \text{ kg} ;$$

$$E = 10\,000 \frac{3}{100} = 3\,000 \text{ kg} ;$$

$$D_f = 2,7 \frac{100 \cdot 3\,000 - 21,5 (10\,000 - 300)}{100 (2,7 - 1) - 2,7 \cdot 21,5} = 4\,540 \text{ kg}$$

5. Bilanțul termic și durata de cristalizare

Intr'un proces de cristalizare, efectele termice pot fi calculate cu ajutorul unui bilanț termic. Durata de cristalizare, în operațiile discontinue, depinde de viteza de răcire sau, după metoda utilizată, de viteza de eliminare a solventului.

Bilanțul termic pentru procesul de cristalizare este : căldura eliminată în timpul procesului pentru coborîrea temperaturii soluției, plus căldura de cristalizare, este egală cu suma căldurilor luate de agentul răcitor, de mediul ambiant și de solventul evaporat.

1. Căldura care se elimină pentru coborîrea temperaturii soluției până la valoarea cerută este :

$$Q_1 = G c_m (t_i - t_f),$$

unde :

- G este cantitatea totală de solvent, în kg ;
- c_m — căldura specifică medie a soluției, în kcal/kg.grd ;
- t_i — temperatura inițială a soluției, în $^\circ\text{C}$;
- t_f — temperatura finală a soluției, în $^\circ\text{C}$.

2. Căldura de cristalizare :

$$Q_2 = D_f r,$$

unde :

 D_f este greutatea cristalelor finale, în kg ; r — căldura de cristalizare, în kcal/kg.

3. Căldura luată de agentul de răcire :

$$Q_3 = A c'_m (t_{2f} - t_{2i}). \quad (13)$$

unde :

 A este consumul de agent răcitor, în kg ; c'_m — căldura specifică medie a agentului răcitor, în kcal/kg·grd ; t_{2f}, t_{2i} — temperatura finală și cea inițială a agentului răcitor.4. Căldura Q_4 , care se pierde în mediul ambiant (v. Transmiterea căldurii).5. Căldura Q_5 , care se consumă la evaporarea solventului (v. Bilanțul termic, călduri de vaporizare).

Bilanțul termic apare deci sub forma :

$$Q_1 + Q_2 = Q_3 + Q_4 + Q_5.$$

Rezolvând ecuația în raport cu Q_3 și înlocuind valoarea acestuia în ecuația (13), rezultă :

$$A c'_m (t_{2f} - t_{2i}) = Q_1 + Q_2 - Q_4 - Q_5.$$

sau

$$A = \frac{Q_1 + Q_2 - Q_4 - Q_5}{c'_m (t_{2f} - t_{2i})}.$$

Cunoscând consumul de apă, se poate calcula durata de cristalizare, sau mai bine, durata de răcire, din ecuația transmiterii căldurii :

$$\tau = \frac{A c'_m (t_{2f} - t_{2i})}{kS \Delta t_m}.$$

APARATURA DE CRISTALIZARE

În timpul procesului de cristalizare, soluția trebuie menținută în condiții de suprasaturare. Aceste condiții depind de relația dintre solubilitate și temperatură.

La unele substanțe, cum este clorura de sodiu, coeficientul pozitiv de solubilitate în raport cu temperatura este foarte mic. Alte substanțe, ca sulfatul de sodiu anhidru și carbonatul de sodiu monohidrat, devin mai puțin solubile cu creșterea temperaturii. Dacă solubilitatea se schimbă puțin cu temperatura, trebuie utilizată evaporarea, singură sau în combinație cu răcirea ; altfel, randamentul în cristale va fi mic și cantitatea de soluție mumă de recirculat va fi mare.

La majoritatea substanțelor cristaline, solubilitatea crește destul de mult cu creșterea temperaturii și răcirea lentă poate provoca suprasaturarea, în locul evaporării solventului. În unele cazuri, cristalizarea necesită o micșorare a solubilității produsului care cristalizează, prin adăugirea unei sări solubile.

O clasificare a aparaturii de cristalizare se poate face după mijloacele folosite pentru obținerea suprasaturării :

1. Producerea suprasaturării prin răcire, fără evaporare provocată :

a) răcirea în atmosferă liberă, prin convecție naturală ;

b) răcirea cu ajutorul unui lichid răcitor, căldura fiind transmisă prin intermediul unei suprafețe metalice.

2. Suprasaturarea produsă prin evaporarea solventului, căldura necesară evaporării fiind transmisă printr-o suprafață metalică.

3. Suprasaturarea produsă printr-o evaporare adiabatică și prin răcire. Cristalizoarele mai pot fi clasificate și după alte criterii, ca: funcționare periodică sau continuă, cristalizare în repaus sau în mișcare, obținerea unei anumite dimensiuni minime a cristalelor sau nu.

1 Cristalizoare în care suprasaturarea se obține prin răcire

a) Cristalizoare-cuvă. Acestea sunt recipiente deschise, paralelipipedice. Nu se fac nici „însămânțări” și nici nu se agită masa lichidului; cel mult se introduc sfori pentru depunerea și dezvoltarea cristalelor. Operația durează câteva zile și este ajutată de evaporarea naturală. Tabela 1 conține date experimentale asupra cristalizării $\text{FeSO}_4 \cdot 7\text{H}_2\text{O}$ într-un astfel de aparat. Trebuie să se țină seamă că din timpul total (coloana 1) se vor scădea circa 6 ore, pentru a obține timpul de răcire.

Cristalizarea sulfatului feros ($\text{FeSO}_4 \cdot 7\text{H}_2\text{O}$)

Tabela 1

Durata h	Soluția inițială l	Densitatea soluției inițiale kg/m ³	$\text{FeSO}_4 \cdot 7\text{H}_2\text{O}$ în soluție kg	Cristale kg	Soluția mumă l	Densitatea soluției mumă kg/m ³
48	7 390	1,400 la 62°C	5 060	3 290	3 790	1,240 la 15°C
60	7 390	1,395 la 62°C	5 050	3 330	4 280	1,247 la 12°C
72	7 390	1,395 la 53°C	5 040	3 870	4 690	1,210 la 10°C
96	7 520	1,400 la 51°C	5 090	3 940	4 300	1,201 la 9°C

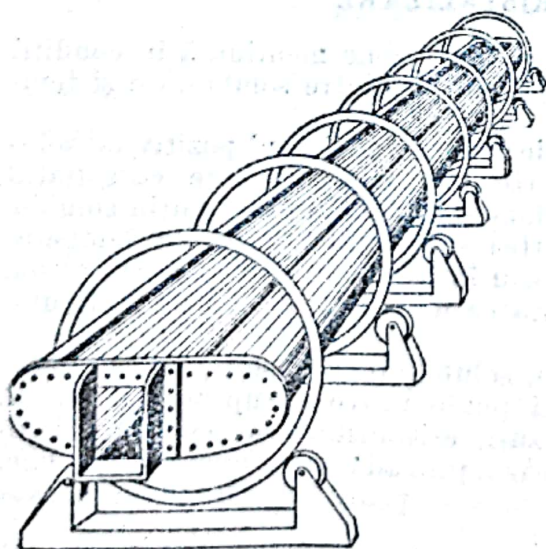


Fig. 2. Cristalizor leagăn.

Probabil că nucleee-germeni se formează în jurul prafului sau al altor impurități căzute în vas, iar evaporarea la suprafață creează o zonă mai concentrată, care întărește curentii de difuziune. Nu se poate controla însă mărimea cristalelor care rezultă și care sunt neomogene.

b) Cristalizoare-leagăn. În fig. 2 este reprezentat un cristalizor deschis, cu acțiune continuă, numit „leagăn”. El este format dintr-un jghiab deschis, cu secțiune elipsoidală, așezat cu o mică înclinare și susținut prin câteva role cu ajutorul cărora i se poate imprima o mișcare de balansare continuă.

Răcirea se produce prin convecție naturală, iar lichidul introdus la unul

din capete curge continuu, în zig-zag, din cauza balansării. Cristalele obținute sunt destul de uniforme.

În fig. 3 este reprezentată o instalație de cristalizare, formată din trei aparate tip „leagăn”, împreună cu utilajul auxiliar. Soluția saturată (caldă)

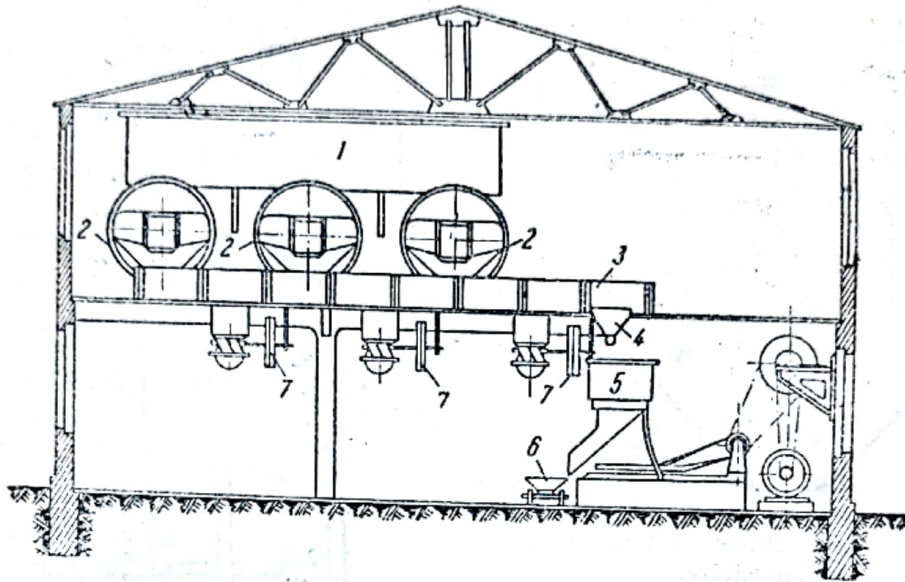


Fig. 3. Instalație de cristalizare leagăn :

- 1 - vas de presiune; 2 - cristalizatoare-leagăn; 3 - transportor; 4 - rezervor;
5 - centrifugă; 6 - vagonete; 7 - dispozitiv de comandă.

trece continuu din vasul 1 în cristalizatoarele 2, din care soluția-mumă, împreună cu cristalele formate, trece prin transportorul 3 și prin rezervorul intermediar 4 în centrifugele 5, unde cristalele se separă și se spală. Balansarea cristalizatoarelor se realizează cu ajutorul unui dispozitiv de comandă 7.

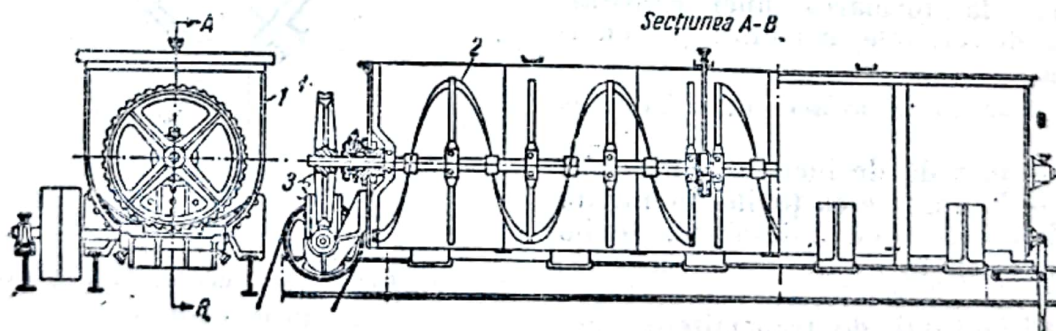


Fig. 4. Cristalizor cu agitator elicoidal :

- 1 - ghiab; 2 - agitator elicoidal; 3 - transmisie de roți dințate.

Acest sistem este folosit în special la cristalizarea cromatului de potasiu, a sulfatului de sodiu, a hiposulfatului de sodiu, a sodei, a fucsinei, a azotatului de amoniu, a sulfatului de cupru, a acidului citric, etc.

c) Cristalizatoare cu agitator elicoidal. Acestea sunt formate (fig. 4) din ghiabul orizontal deschis 1, având în interior agitatorul elicoidal 2, rotit la aproximativ două rotații pe minut, de către transmisia de roți dințate 3.

Răcirea se face tot prin convecție naturală, însă, datorită agitării, viteza de cristalizare este de 6—7 ori mai mare decât în cristalizoarele-cuvă.

d) Cristalizoare cu agitare și răcire. În acest fel de cristalizoare (fig. 5), apa circulă prin serpentinele de răcire, iar soluția este agitată continuu prin

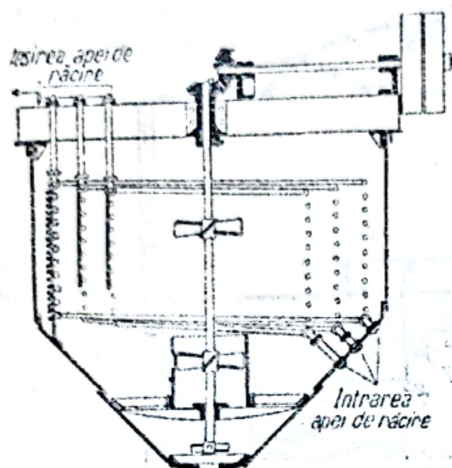


Fig. 5. Cristalizor cu agitare și cu răcire.

agitatorul cu elice, care uniformizează temperatura și menține în suspensie cristalele fine, dându-le astfel posibilitatea de a deveni cristale mari și regulate.

Printr-o agitare mai energică, combinată cu o răcire mai rapidă se ajunge la formarea unei cantități mari de cristale mărunte și neuniforme.

Desavantajele acestui cristalizor sunt:

- metodă de lucru discontinuă;
- în apropierea țevilor de răcire, solubilitatea fiind micșorată, țevile se îmbracă într-o masă de cristale, ceea ce duce la o micșorare importantă a coeficientului de transmitere.

În fig. 6 este reprezentat un cristalizor cu manta de răcire în loc de serpentine. Aparatul este format dintr'un vas cilindric 1 închis, cu fundul conic. În interior se rotește agitatorul 2, fixat la arborele 3. Pentru a evita desavantajul depunerii de cristale pe suprafețele răcite, agitatorul este prevăzut cu raclete speciale sau cu perii metalice care îndepărtează cristalele ce s'ar depune pe pereți. Apa de răcire sau soluția răcitoare sunt trecute prin mantaua 4. Evacuarea se face pe la partea inferioară a aparatului, unde racordul este prevăzut cu un dispozitiv special de închidere. Operația este, de asemenea, discontinuă.

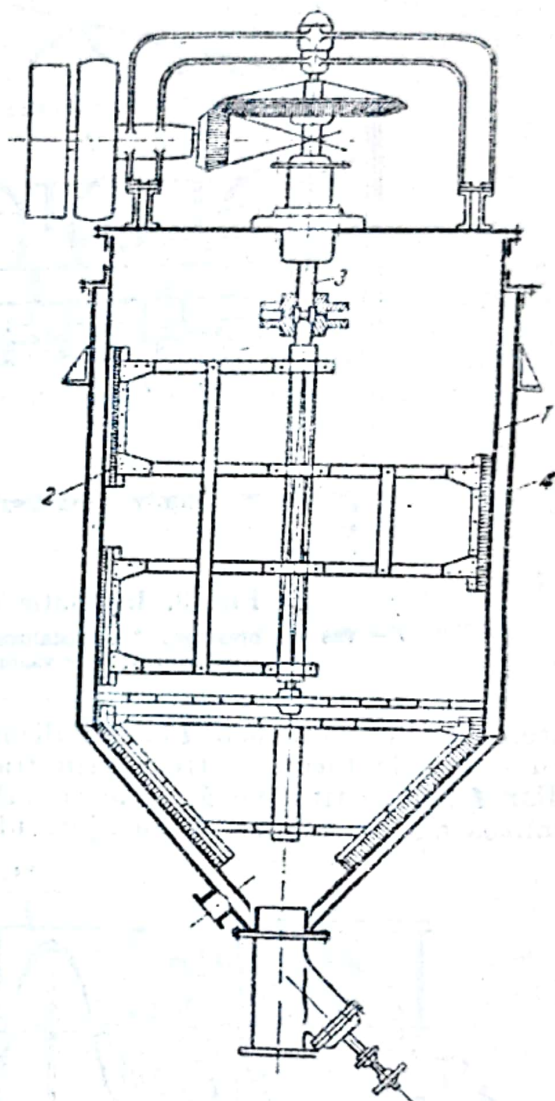


Fig. 6. Cristalizor cu agitare și răcire prin manta:

1 — recipient; 2 — agitator; 3 — arbore; 4 — manta.

În fig. 7 este reprezentat un cristalizor conic, așezat vertical, cu vârful în jos, prin care soluția circulă de jos în sus.

Printr-o manta conică 2, circulă apa de răcire. Cristalele sunt evacuate pe la partea inferioară și cele care sunt suspendate în partea de sus a curentului de soluție, pentru a putea cădea până la locul de evacuare, trebuie să crească până la o mărime anumită, determinată și de viteza ascendentă a soluției. Prin variația vitezei de curgere a soluției se schimbă mărimea cristalelor rezultate. Pe de altă parte, în partea superioară a cristalizorului viteza soluției este mică și cristalele mici nu sunt antrenate peste marginea rigolei de evacuare. Concentrația soluției este menținută prin introducerea unei soluții concentrate dintr'un rezervor separat, astfel ca produsul final să fie continuu în contact cu un curent de soluție-mumă. Cristalizorul conic prezintă avantajul unei operații continue. Soluția care circulă de jos în sus în interiorul cristalizorului se suprasaturează, datorită răcirii provocate de conul interior 3. Formarea nucleelor-germeni încetează la un moment dat și cristalele încep să crească până când acțiunea gravitației le aduce în vasul 6, de unde sunt evacuate.

e) **Cristalizatoare tubulare.** Acestea sunt formate din două țevi concentrice; lichidul răcitor curge printre țevi, iar soluția saturată curge prin interiorul țevii centrale. Transportul elicoidal din interiorul țevii centrale are și rolul unei raclete care împiedică depunerea cristalelor pe pereți. Aparatul funcționează continuu și se montează de obicei în serie cu concentratorul.

f) **Cristalizatoare rotative tubulare.** Acestea sunt aparate perfecționate, care pot lucra fie cu evaporarea unei părți din solvent (prin trecere de aer cald), fie prin răcire cu apă. În aceste aparate se poate obține cristalizarea soluției la fierbere.

Cristalizorul (fig. 8) este format dintr'un tub cilindric 1, sprijinit la capete pe două perechi de role 2. Cilindrul este puțin înclinat față de orizontală și

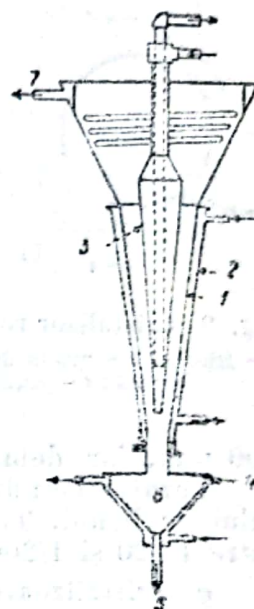


Fig. 7. Cristalizor conic :

1 - peretele cristalizorului;
2 - manta de răcire exterioară;
3 - răcitor conic interior;
4 - introducerea soluției;
5 - evacuarea cristalelor;
6 - vas pentru cristale;
7 - evacuarea soluției.

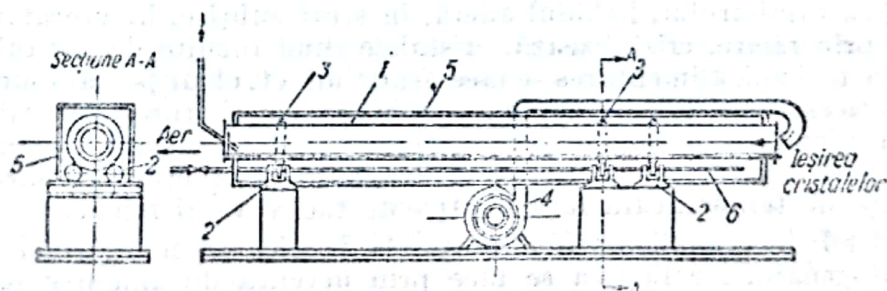


Fig. 8. Cristalizor rotativ tubular :

1 - conductă; 2 - role de sprijin; 3 - coroană dințată; 4 - ventilator;
5 - carcasă; 6 - conductă de abur.

pentru evitarea alunecării axiale, bandajul superior este instalat între două role de sprijin; la lungime mică, această alunecare este evitată cu role de sprijin cu margine. Mișcarea este imprimată cilindrului prin coroana dințată

3 și prin două transmisii cu roți dințate. Micșorarea pierderilor de căldură la exterior se obține, fie prin izolație, fie prin închidere în carcasa 5, iar pentru a împiedica lipirea cristalelor pe pereți, în partea inferioară a cilindrului se

instalează conducta de abur 6 care încălzește peretele tubului de cristalizare.

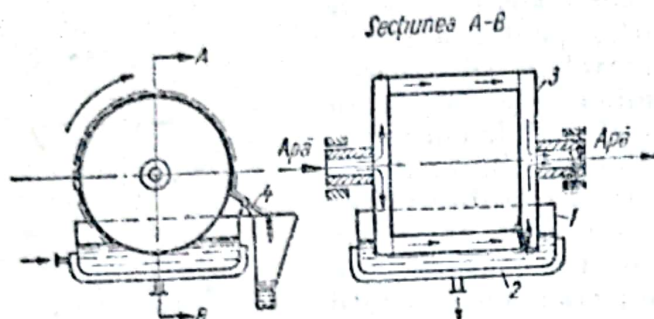


Fig. 9. Cristalizor rotativ, cu răcire interioară:
1 - jghiab; 2 - manta de abur; 3 - tambur cu răcire interioară; 4 - cuțit pentru răzuirea cristalelor.

Ventilatorul 4 împinge un curent continuu de aer pe deasupra soluției, pentru eliminarea prin evaporare, a unei părți de solvent. Circulația are loc în contracurent față de soluție. Intrarea soluției și ieșirea soluției-mumă cu cristale se fac continuu, prin cele două capete.

Grosimea stratului de lichid variază între 100 și

200 mm, iar debitul de aer, între 40 și 100 m³/min.

Turația cilindrului și înclinarea depind de debitul și de grosimea stratului de lichid. Turația este de 5-10 rot/min, iar înclinarea cristalizorului între 1/120 și 1/200.

g) Cristalizatoare rotative cu răcire interioară. Spre deosebire de celelalte cristalizatoare tubulare, agentul de răcire circulă prin interiorul unui tambur, iar soluția este cristalizată la exteriorul tamburului. Răcirea se face de obicei cu apă. Consumul de energie este mult mai mic decât la cristalizatoarele cu ventilator, randamentul este mai mare și necesită un tambur de dimensiuni mai mici, cristalizarea făcându-se rapid. Cristalele obținute sunt foarte mărunte.

În fig. 9 este reprezentată schema unui cristalizor de acest tip, folosit în special la cristalizarea topiturilor. Apa de răcire circulă în interiorul tamburului de fontă 3 cu lungimea de aproximativ 1 000 mm și cu diametrul de 1 200 mm, prevăzut cu funduri turnate, fixate de tambur cu buloane. Mantaua interioară prin care circulă apa de răcire este de oțel. Tamburul se rotește, pe doi arbori tubulari cu o viteză de 3-30 rot/min. Lichidul care trebuie cristalizat este introdus continuu în jghiabul 1 prevăzut cu mantaua de abur 2 pentru menținerea fluidității. Tamburul este cufundat continuu în lichid. Prin rotirea tamburului, lichidul aderă, în strat subțire, la suprafața sa exterioră și, prin răcire, cristalizează, cristalele fiind răzuite de cuțitul 4. În cristalizatoarele mai noi, alimentarea se face printr'un jet, chiar pe tamburul rotativ. Producția acestui cristalizor depinde de lungimea și turația tamburului, de porțiunea afundată în lichid și de temperatura agentului de răcire. Dacă temperatura la care începe cristalizarea este joasă, producția va fi mică, deoarece și diferența de temperatură față de apa de răcire va fi mică.

Acest fel de cristalizor se folosește la fabricarea margarinei și a grăsimilor hidrogenate, iar răcirea se face prin detentă de amoniac în interiorul tamburului.

h) Cristalizatoarele deschise, cu agitator. Cristalizatoarele de acest tip (fig. 10) sunt cele mai răspândite. Ele sunt formate dintr'un jghiab deschis, cu lățimea de 600 mm, divizat în secțiuni cu lungimea de 3 m. Fundul jghiabului are formă semicilindrică și este prevăzut cu manta de răcire. În interiorul jghiabului este fixat, pe un arbore orizontal, un agitator elicoidal, format din palete lungi care pot imprima masei o înaintare înceată. Soluția caldă

concentrată este introdusă pe la un capăt și curge dealungul jghiabului; apa de răcire circulă prin manta în contracurent.

Când este necesar — pentru influențarea mărimii cristalelor — se introduce, în unele regiuni, cantități suplimentare de apă de răcire. Rolul agitatorului este de a împiedica cristalizarea dealungul suprafeței de răcire și de a menține în suspensie cristalele formate, pentru buna lor dezvoltare.

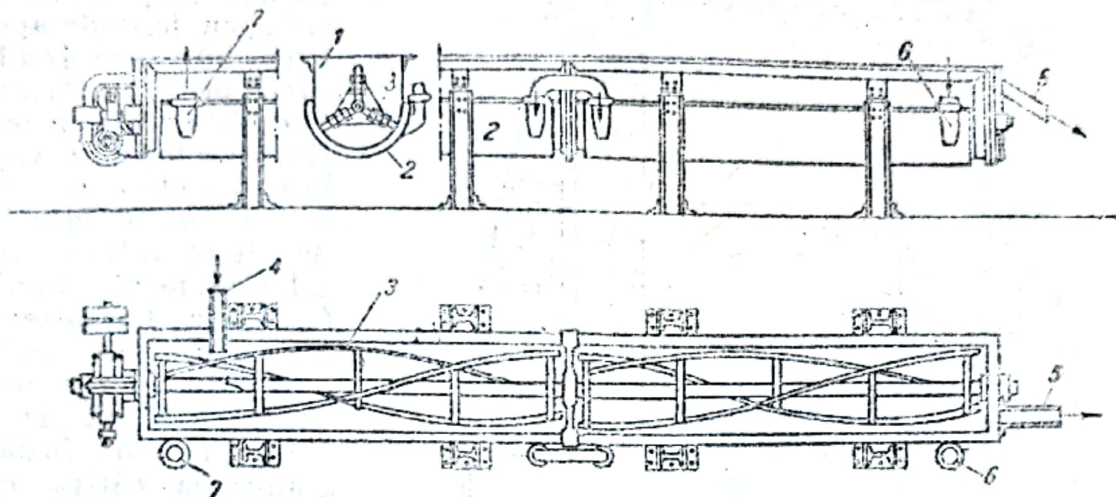


Fig. 10. Cristalizor deschis, cu agitator :

1 — jghiab; 2 — manta de apă; 3 — agitator; 4, 5 — racorduri de intrare-ieșire a soluției;
6, 7 — racorduri pentru apa de răcire.

Soluția-mumă, împreună cu cristalele formate, sunt trimise de obicei în centrifuge, unde cristalele sunt spălate și apoi uscate. Avantajele acestui tip de cristalizor sunt: capacitate mare, lucru continuu, economie de spațiu și de manoperă.

Capacitatea unui astfel de cristalizor este determinată de cantitatea de căldură transmisă. Pentru majoritatea sărurilor anorganice, ca fosfatul tri-sodic, sulfatul de sodiu, etc., se obține o producție de 5—15 t/zi.

2. Cristalizoare în care suprasaturarea este provocată prin evaporarea parțială a solventului

Acest tip de cristalizoare se folosește în cazurile în care solubilitatea produsului care cristalizează variază puțin cu scăderea temperaturii. Eliminarea solventului se poate face în două moduri: fie prin fierbere, fie prin evaporare la temperaturi inferioare celei de fierbere a soluției. Această ultimă metodă se folosește la cristalizarea clorurii de sodiu din apă de mare. La cristalizoarele cu evaporare naturală se folosește rar agitarea lichidului, condițiile favorabile cristalizării fiind create prin introducerea unor fire care formează suportul nucleelor-germeni. Cristalizoarele sunt în formă de cuve (rezervoare) paralelipipedice în care sunt suspendate fire sau benzi. Descărcarea se face manual, iar soluția-mumă este îndepărtată prin centrifugare.

În calculul acestui fel de cristalizoare trebuie să se țină seama și de răcirea soluției.

În practică se cristalizează în felul acesta, bicromatul de potasiu, sulfatul de cupru, sulfatul de fier, fericianura de potasiu, etc.

Cristalele obținute în acest fel fără răcire și fără agitare, sunt mai mari și mai bine formate; ele nu sunt însă totdeauna tot atât de pure ca cele mici.

De multe ori cristalele se aglomerează în agregate, în interiorul cărora se găsesc soluția-mumă și diferite impurități.

a) Turn de cristalizare. Un aparat în care se realizează simultan evaporare și răcire este turnul de răcire (fig. 11). Turnul are forma unei piramide deschise, cu baza de aproximativ 20×20 m și cu înălțimea de 30 m. Picăturile fine obținute prin pulverizarea soluției se evaporă în curentul de aer rezultat datorită diferenței de temperatură dintre soluție și mediul ambiant. Cristalele formate trec, împreună cu soluția-mumă, în rezervorul de la baza turnului. Debitul unei astfel de instalații ajunge la câțiva metri cubi pe oră.

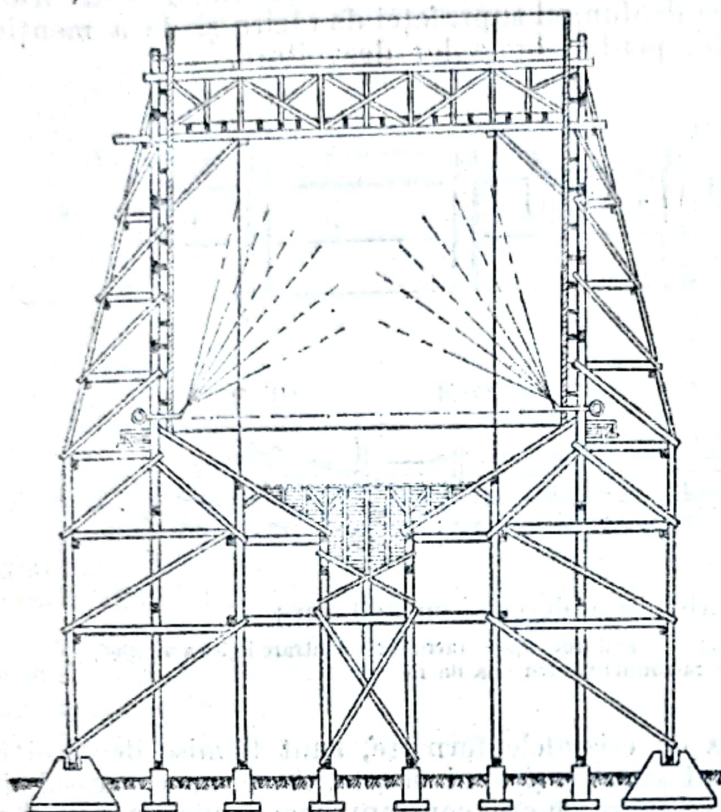


Fig. 11. Turn de răcire cristalizare.

pra fiecărui compartiment se află un dispozitiv care pulverizează soluția perpendicular pe direcția curentului de aer.

Soluția este circulată dintr'un compartiment în altul cu ajutorul pomelor 3. Curentul de aer este realizat de ventilatorul 4.

c) Cristalizatoare-evaporatoare. Aceste aparate sunt asemănătoare evaporatoarelor. Operația este însă îngreuiată prin necesitatea de a urmări în permanență formarea și creșterea cristalelor. Soluția care se introduce în cristalizor nu trebuie să fie în prealabil concentrată la saturație, deoarece în acest caz cristalizarea se produce prea repede, ducând la formarea de cristale foarte mici sau, uneori, la cristalizarea în bloc a întregii mase. La cristalizatoarele-evaporatoare se utilizează des „însămânțarea” de germini de cristalizare.

3. Cristalizatoare cu vid

a) Cristalizatoare cu vid cu funcționare discontinuă sau continuă. O soluție caldă saturată este introdusă într'un vas închis, menținut sub vid. Soluția din vas are temperatura de fierbere corespunzătoare presiunii din vas. Dacă această temperatură este mai joasă decât temperatura la care se face alimentarea se va produce în mod spontan o răcire adiabatică la temperatura de fierbere din vas. Dacă solubilitatea descrește cu scăderea temperaturii, substanța va cristaliza. Această cristalizare nu se datorește numai răcirii, ci și evaporării unei părți din solvent, cu ajutorul căldurii puse în libertate. Într'un

cristalizor cu vid, soluția saturată trebuie introdusă în așa fel, încât să curgă de sus pe suprafața lichidului din aparat, pentru a se ajunge cât mai repede la starea de echilibru. Pentru acest din urmă motiv a fost realizată metoda circulației artificiale, deoarece, altfel, soluția tinde să ajungă în scurt-circuit la orificiul de descărcare, mai ales dacă acest orificiu se află la partea inferioară a vasului.

Fig. 13 reprezintă un cristalizor simplu cu vid, cu funcționare discontinuă. Agitarea este produsă cu ajutorul unor elice. Se observă lipsa elementelor de încălzire. Vaporii trec direct la un 'condensator' de răcire. Când apa de răcire are temperatura prea apropiată de aceea a vaporilor, pentru a putea efectua o condensare și deci pentru a creea vid în cristalizor, se folosește un ejector care ridică presiunea vaporilor, aducându-i în stare să poată fi condensați de către apa de răcire. Aerul și alte gaze necondensabile sunt evacuate de un ejector montat la partea superioară a cristalizorului (fig. 14). La acest tip de cristalizor operația se face continuu. Conducta de intrare a soluției este astfel așezată, încât soluția saturată să intre la suprafața lichidului. Agitatoare-elice mențin tot timpul cristalele în suspensie.

Cristalizatoarele reprezentate în fig. 15 și 16 pot lucra continuu sau discontinuu. Combinația dintre elice și tubul central asigură o și mai bună agitarea, înlăturând scurt-circuitele soluției proaspete. În fig. 16 este reprezentat un cristalizor cu circulație exterioară. Pompa de circulație aspiră, odată cu soluția proaspătă, și produsul din partea cilindrică a vasului și introduce apoi fluidul — tangențial — în partea conică a vasului. Un cristalizor cu vid care lucrează discontinuu, prezintă avantajul economiei de abur la ejector, nefiind necesară o realizare rapidă a echilibrului; pe de altă parte, aparatul care lucrează continuu produce cristale mai uniforme.

La unele sisteme, condensarea vaporilor se face, cu ajutorul solventului, în condensatoare de amestec sau în condensatoare de suprafață. Căldura de

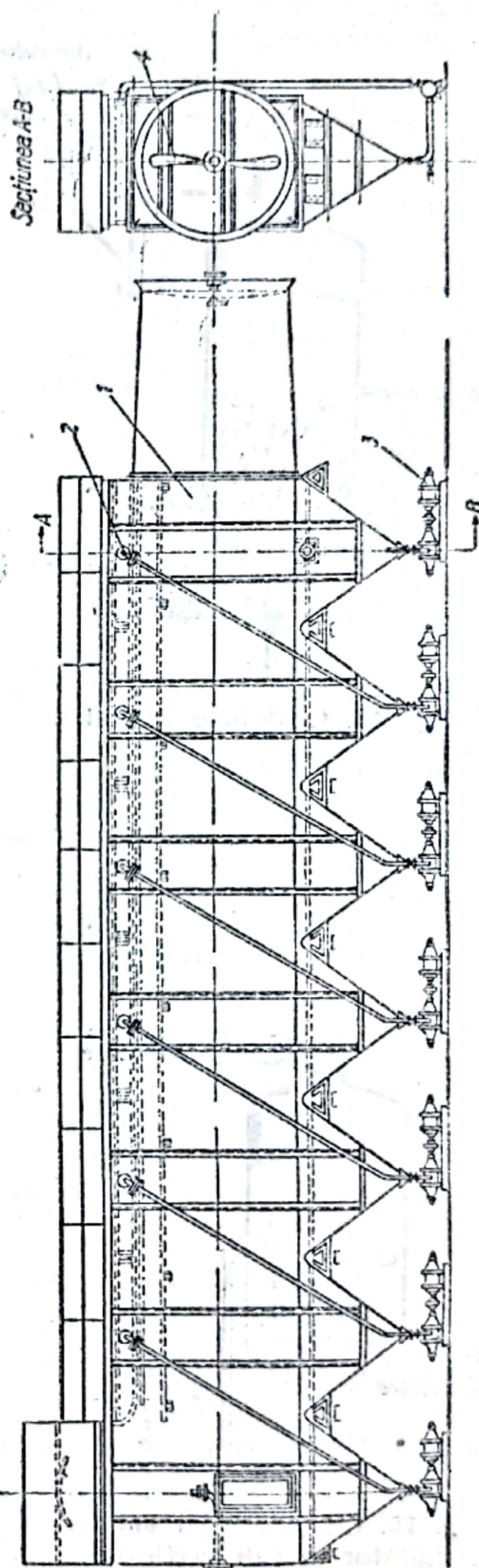


Fig. 12. Cristalizor cu canale :

1 — schelet orizontală; 2 — dispozitiv de pulverizare; 3 — pompă centrifugă; 4 — ventilator de aer.

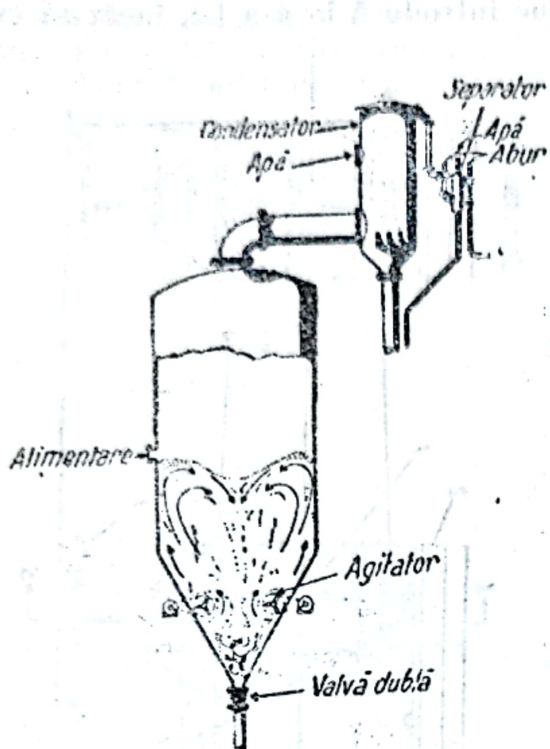


Fig. 13. Cristalizor cu vid.

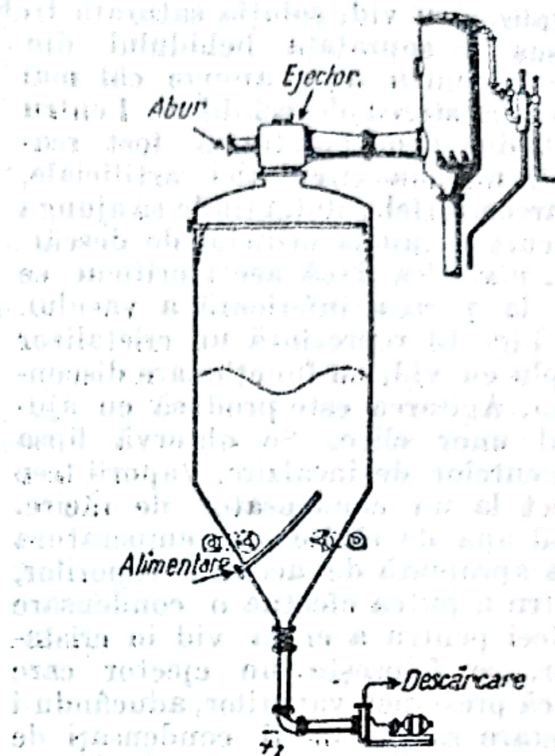


Fig. 14. Cristalizor continuu cu vid.

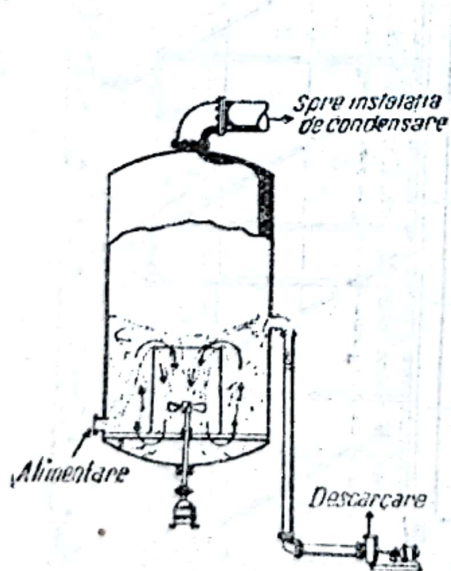


Fig. 15. Cristalizor cu vid cu agitator în tub vertical.

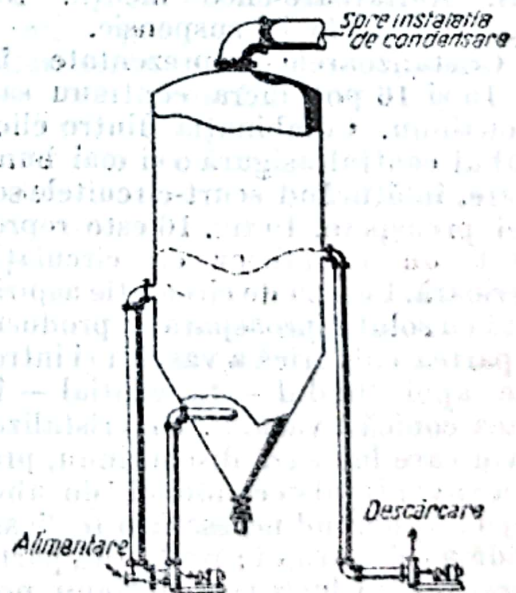


Fig. 16. Cristalizor cu vid cu pompă de circulație.

condensare se transmite în întregime solventului, care este încălzit, realizând astfel o economie de căldură. Pentru a obține însă o răcire mai avansată instalația este formată din mai multe aparate în serie. Se folosesc de obicei instalațiile triplex, la care soluția caldă este introdusă în primul aparat, iar solventul, în ultimul, astfel ca circulația să se facă în contracurent. Cristalele se pot separa din fiecare cristalizor printr-o coloană barometrică, sau numai din ultimul aparat. Într-o astfel de instalație, soluția se poate răci până la aproximativ 30 °C. În fig. 17 este reprezentată schema unei astfel de instalații, în care fiecare corp constituie, în același timp, un răcitor cu vid și un condensator prin amestec. Soluția caldă este introdusă în corpul 1, unde se răcește parțial prin autoevaporare; apoi este aspirată în corpul 2, unde se răcește mai departe, și ajunge apoi în corpul 3. De aici, soluția răcită, împreună cu cristalele separate, trec în colectorul 4, de unde sunt evacuate de pompa centrifugă 5. Vaporii degajați, datorită autoevaporării, sunt spălați la partea superioară cu solvent rece. Partea superioară a aparatului este construită în felul condensatoarelor barometrice: solventul, împreună cu condensatul, se adună în partea conică inferioară, trecând apoi din aparatul 3 în 2 și, din acesta, în primul; de aici, solventul este trecut apoi la prelucrarea ulterioară.

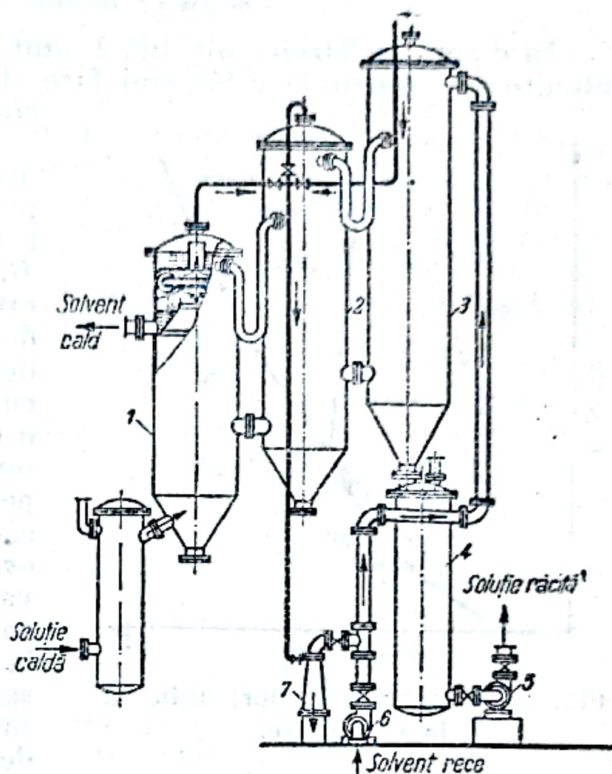


Fig. 17. Instalație triplex de cristalizare :

1, 2, și 3 — corpul evaporatoarelor; 4 — colector;
5 și 6 — pompe; 7 — ejector.

Răcirea prin acest sistem se poate face până la 50°C; pentru a scădea mai mult temperatura, sunt necesare instalații anexe de răcire.

XXI. SUBLIMAREA

GENERALITĂȚI

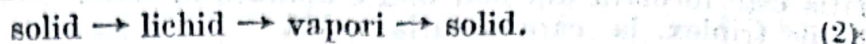
Sublimarea este trecerea directă a unui corp din faza solidă în faza gazoasă, iar *desublimarea* este trecerea inversă a unui corp din faza gazoasă în faza solidă.

În tehnică se înțelege, de obicei, prin sublimare, operația dublă de trecere a unei substanțe solide în fază de vapori (vaporizarea solidului) și de trecere directă a vaporilor, din nou în fază solidă (condensarea solidă a vaporilor), după schema :

solid → vapori → solid.

(1)

Prin extindere, se consideră tot sublimare și operația tehnică în care, pentru motive de conveniență tehnologică, se trece și prin starea intermediară lichidă, după schema :



În diagrama fazelor din fig. 1 sunt reprezentate curbele de echilibru care delimitează domeniile celor trei faze și punctul triplu în care cele trei faze coexistă.

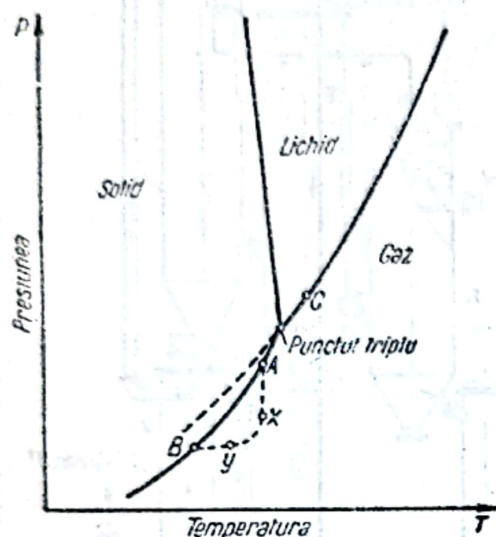


Fig. 1. Diagrama fazelor, aplicată la sublimare.

Când sublimarea se face după schema (1), punctul A din diagramă corespunde condițiilor de vaporizare (temperatura t_A și presiunea P_A), iar punctul B , echilibrului de condensare (temperatura t_B și presiunea P_B , mai joasă decât, respectiv, t_A și P_A). Între cele două stări, operația nu se face dealungul curbei AB de echilibru gaz-solid, ci după o curbă de formă $AxyB$; porțiunea Ax reprezintă scăderea de presiune la temperatura constantă t_A din vaporizator, cădere de presiune necesară pentru evacuarea continuă a vaporilor din vaporizator și vaporizarea continuă a solidului; porțiunea yB reprezintă răcirea la presiunea constantă P_B din condensator, iar porțiunea xy reprezintă transformarea intermediară (intrarea în condensator).

Când sublimarea se face după schema (2), linia de operație este $CAxyB$.

Scopul principal al sublimării este purificarea substanțelor; în unele procese chimice, dintre care sunt menționate câteva în ultima parte a capitoului, sublimarea decurge simultan cu reacția chimică de obținere a produselor.

Numai substanțele solide cu presiuni de vapori destul de înalte sunt indicate pentru a fi tratate convenabil prin sublimare, deși există procedee industriale de sublimare a unor substanțe (de exemplu metale) cu presiuni de vapori foarte joase. Rareori presiunile de vapori ale substanțelor solide ating presiunea atmosferică; de obicei presiunile sunt mai joase și trebuie să se lucreze în vid. În tabela 1 sunt date, pentru câteva metale, temperaturile de echilibru la diferite presiuni.

Tabela 1

Temperaturile de vaporizare, sub diferite presiuni, ale câtorva metale

Metalul	Punctul de topire °C	Temperaturile de echilibru, în °C, la presiunile :				
		1 at	0,1 at	0,01 at	0,001 at	0,0001 at
Cadmium	321	767	545	445	355	265
Zinc	419	907	660	540	430	320
Magneziu	650	1 110	800	650	570	420
Argint	960	1 950	1 420	1 230	940	750
Cupru	1 085	2 330	1 720	1 380	1 130	900
Nichel	1 455	> 3 000	2 300	1 800	1 500	1 200

Temperaturile din dreapta liniei groase sunt mai joase decât punctul de topire; la presiunile corespunzătoare acestor temperaturi, metalele respective se vaporizează (sublimează), fără a trece prin faza lichidă.

Dacă în faza de vaporii există și un alt gaz sau alți vaporii, rezultați inevitabil din procesul chimic (umiditate, neetanșeități) sau introduși intenționat, relațiile de echilibru din diagrama fazelor rămân valabile, cu deosebirea că presiunile din diagramă corespund cu presiunile parțiale ale substanței care sublimează. Pentru fiecare presiune totală există o temperatură de desublimare (condensare solidă), numită *punct de chiciură*¹⁾, analog punctului de rouă din cazul condensării lichide a unor vaporii în prezența altor vaporii sau gaze necondensabile. Punctul de chiciură, ca și punctul de rouă, este deci temperatura la care presiunea parțială a substanței în faza gazoasă este egală cu presiunea (maximă) de vaporii a substanței (pure).

Sublimarea simplă este sublimarea în care faza gazoasă conține numai vaporii ai substanței care sublimează. Temperatura de sublimare corespunde presiunii sub care se face sublimarea în conformitate cu diagrama fazelor (fig. 1).

Sublimarea simplă este, de cele mai multe ori, denaturată prin intervenția gazelor provenite din descompunerea substanței, din umiditate sau din pătrunderea aerului prin neetanșeitățile instalației (sublimarea simplă se face aproape totdeauna sub vid).

Vidul (depresiunea) trebuie întreținut prin funcționarea continuă a unei pompe, pentru evacuarea gazelor necondensabile la temperatura din condensator. Pentru evitarea pierderilor de substanță și pentru protejarea pompei de depunerile solide care ar rezulta din gazele pe care le evacuează, se intercalează între condensator și pompă o zonă de răcire puternică, urmată de o introducere de aer (sau de alt gaz) sau de o zonă de încălzire. Sublimarea simplă are randament mare în produs. Productivitatea instalației depinde, în primul rând, de eficacitatea răcirii (indirecte) în condensator.

Sublimarea cu antrenant este sublimarea în care faza gazoasă conține, pe lângă vaporii substanței care sublimează, și alți componenți. Acești componenți pot fi introduși în mod voit, pentru a scădea presiunea parțială a vaporilor substanței și, deci, temperatura de sublimare, sau pentru antrenarea acestor vaporii în scopul accelerării operației.

Antrenantul este un gaz convenabil din punct de vedere chimic (azot, bioxid de carbon, hidrogen sau, mai des, aer) sau este constituit din vaporii unui lichid mai volatil decât substanța care sublimează — de obicei vaporii de apă. Sublimarea cu antrenant corespunde operației de antrenare cu vaporii de apă dela distilare. După valoarea antrenantului, el este recirculat, este condensat împreună cu produsul sau este evacuat după ce se recuperează cât mai complet substanța utilă.

Sublimarea fracționată. Când materialul brut de sublimat este un amestec de două sau de mai multe substanțe solide volatile, condițiile sublimării pot fi astfel variate (de exemplu mărirea treptată a temperaturii în vaporizator și micșorarea treptată a temperaturii în condensator), încât produsul să fie condensat (desublimat) în fracțiuni de diferite grade de puritate (analog distilării fracționate).

CONSIDERAȚII TEORETICE

Ca și instalațiile de distilare simplă, instalațiile de sublimare sunt formate, în principiu, dintr-o blază (vaporizator) și un condensator.

¹⁾ V. STAS 1233-50. Umezeala aerului.

Debitul (productivitatea) instalației este determinat de cel mai mic dintre următorii factori:

a) cantitatea de căldură introdusă pe oră în blaza de sublimare și transmisă solidului, în raport cu căldura de sublimare a substanței;

b) debitul transportului de vaporii, din zona de vaporizare în zona de condensare;

c) cantitatea de căldură evacuată pe oră din condensator.

a) Blaza este încălzită cu foc direct, prin manta, prin serpentine îngropate în pereți (fig. 9) sau prin țevi de diferite forme sudate pe exteriorul peretelui, prin băi de nisip, talaș de fier, ulei, metale topite sau săruri topite. Căldura trece, dela agentul de încălzire, prin peretele blazei, fie direct la materialul solid, prin punctele de contact ale acestuia cu peretele blazei, fie indirect, prin faza gazoasă dintre peretele blazei și granulele substanței. Deoarece suprafața punctelor de contact ale granulelor cu blaza este mică, ultimul mod de transmitere a căldurii predomină. Transmiterea căldurii prin faza gazoasă se face însă încet, mai ales că, de cele mai multe ori, pentru evitarea supraîncălzirilor, diferența de temperatură între fața interioară a peretelui și interiorul blazei este mică. Deaceia au fost căutate și aplicate mijloace pentru accelerarea transportului de căldură: reducerea mărimii granulelor (mărirea numărului punctelor de contact, micșorarea grosimii stratului gazos), mărirea suprafeței de încălzire a blazei, introducerea unei substanțe inerte solide sau gazoase preîncălzite, topirea substanței de sublimat (sublimarea după schema 2), sublimarea prin fluidizare, cu introducerea unui gaz preîncălzit, care menține pulberea de sublimat în stare de strat fluidizat.

Desavantajul transmiterii anevoioase a căldurii este în parte compensat — față de distilare — prin căldura de sublimare mai mică în comparație cu căldura de vaporizare a lichidelor. Un alt avantaj este temperatura inferioară de sublimare, în comparație cu temperaturile obișnuite de distilare.

b) Transportul vaporilor dela blază la condensator se face: α) prin difuziune, β) pe baza diferenței de presiune între blază și condensator, sau γ) prin antrenare cu un gaz inert.

α) Difuziunea vaporilor de substanță sublimată, pe drumul dintre blază și condensator, printr'un mediu gazos inert, se face prea încet pentru a fi folosită într'un proces industrial.

β) Diferența de temperatură între blază și condensator corespunde unei diferențe de presiune care face ca vaporii să curgă dinspre partea instalației cu temperatură mai înaltă către partea instalației cu temperatura mai joasă. La sublimarea simplă, diferența de presiune este egală cu diferența dintre presiunile de vaporii la temperaturile din blază și din condensator. Deoarece însă intrarea aerului prin neetanșități sau prezența gazelor necondensabile (rezultate uneori chiar din procesul tehnologic) fac să se acumuleze continuu gaze în instalație, acest mod de transport tinde să se transforme în modul precedent de transport prin difuziune sau — dacă gazul necondensabil este evacuat continuu din condensator — în modul următor de transport, prin antrenare cu gaz inert.

γ) La antrenarea vaporilor de substanță sublimată, cu ajutorul unui gaz inert (sau cu vaporii) introdus în mod voit (sublimarea cu antrenant) și evacuat continuu prin condensator, circulația vaporilor de substanță și a antrenantului este determinată de căderea de presiune între blază și condensator, provocată de un ventilator care suflă antrenantul în vaporizator, sau de o pompă de vid care aspiră antrenantul din condensator. Viteza de curgere și presiunea parțială a vaporilor substanței care sublimează depind de debitul antrenantului. Desavantajul principal este pierderea de substanță — sub formă de aerosol (praf) — în gazul evacuat; recuperarea se face prin

mijloacele curențe pentru separarea prafului din gaze sau prin recircularea gazului inert.

c) Viteza de condensare determină mărimea cristalelor și forma în care se obține produsul condensat. Dacă mărimea cristalelor nu este impusă, viteza de condensare depinde de posibilitatea evacuării căldurii din condensator. Pentru a se obține cristale mari, viteza de condensare trebuie să fie mai mică decât viteza de creștere a cristalelor; numai încercările experimentale pot furniza date asupra vitezei de creștere a cristalelor.

Evacuarea căldurii din spațiul de condensare se poate face prin radiație, convecție sau prin conductivitate. Ultimele două posibilități sunt mai importante.

Răcirea prin convecție intervine când sublimarea se face cu antrenant sau când se introduce un gaz rece direct în condensator. Amestecul final trebuie să ajungă sub punctul de chiciură. Răcirea se face repede și în tot volumul fazei gazoase, astfel încât cristalele rezultate sunt mici și neaglomerate.

Un caz special este răcirea directă cu apă pulverizată sub formă de ploaie în condensator. Această variantă de răcire este aplicabilă la condensarea (desublimarea) vaporilor substanțelor insolubile în apă (de exemplu antracen).

Răcirea prin conductivitate corespunde răcirii indirecte, prin suprafețe răcite din exterior cu aer, cu apă, cu glicerină sau cu saramură răcită. Depunerea cristalelor se face pe suprafețele răcite. Eficacitatea răcirii se micșorează pe măsură ce stratul de cristale crește; curățirea periodică a stratului de cristale este indispensabilă. Produsul se obține sub formă de plăci de aglomerat cristalin.

Dacă temperatura de condensare este superioară punctului de rouă al antrenantului sau al apei introduse pentru răcire, produsul solid se obține uscat.

1. Calculul sublimării cu antrenant

Notatii:

A este cantitatea de substanță care sublimează;

B — cantitatea de impurități;

C — cantitatea de antrenant;

a — conținut în A , %;

b — conținut în B , %;

c — conținut în C , %;

n — număr de kilomoli;

p — presiunea parțială;

v — volumul specific;

M — greutatea moleculară;

N — fracție molară;

P — presiunea de vapori a substanței pure;

T — temperatura absolută;

π — presiunea totală.

Indicii se referă la:

A — substanța de sublimat;

B — impurități;

C — antrenant;

0 — substanța brută solidă în vaporizator;

1 — faza gazoasă din vaporizator;

2 — faza gazoasă la ieșirea din condensator;

3 — faza solidă (produsul) din condensator;

(prim) — sublimarea cu antrenant.

Când se lucrează cu sublimare simplă (fără alt component în faza gazoasă), presiunea (totală) sub care se face sublimarea este egală cu presiunea vaporilor substanței care sublimază :

$$\pi = P_A.$$

La sublimarea cu antrenant, presiunea totală este egală cu suma presiunilor parțiale ale substanței și antrenantului :

$$\pi' = p'_A + p'_C = P'_A + p'_C.$$

O altă condiție evidentă este egalitatea temperaturilor celor doi componenți :

$$T'_A = T'_C = T'.$$

Dacă antrenarea se face cu vaporii saturanți ai antrenantului, temperatura $T' = T'_C$ impune și presiunea $P'_C = p'_C$ (presiunea de saturație a antrenantului la temperatura T'_C). Rezultă că, fixând temperatura de sublimare, se precizează și presiunea totală sub care se face sublimarea ; prin aceasta se stabilește și proporția substanței și a antrenantului în faza gazoasă :

în volume :

$$\frac{a'}{c'} = \frac{P_A}{P'_C};$$

în greutate :

$$\frac{a'}{c'} = \frac{M_A}{M_C} \frac{P_A}{P'_C}.$$

Dacă antrenarea se face cu vaporii supraîncălziți sau cu un gaz, presiunea totală se poate alege după voie sau după considerații asupra condițiilor favorabile sublimării. Cu această completare, ecuațiile de mai sus, în care se înlocuiește P'_C cu p'_C rămân valabile.

Exemplu. Să se cerceteze sublimarea β -naftolului cu vaporii de apă și cu aer. Punctul triplu al β -naftolului este definit de :

$$T = 395^\circ\text{K};$$

$$P_A = 5,5 \text{ mm col. Hg} = 0,0073 \text{ kgf/m}^2;$$

$$v = \frac{22,41}{144} \frac{395}{273} = 33,19 \text{ m}^3/\text{kgf}.$$

a) *Sublimarea cu vaporii de apă saturanți.* La temperatura de 395°K , vaporii de apă au presiunea de saturație $2,3 \text{ kgf/cm}^2$.

Compoziția fazei gazoase (în greutate) va fi :

$$\frac{a'}{c'} = \frac{144}{18} \frac{0,0073}{2,3} = 0,0254,$$

sau :

$$a' \% (\text{greut.}) = \frac{0,0254}{1 + 0,0254} 100 = 2,48 \%.$$

Sublimarea în aceste condiții nu este avantajoasă în industrie din cauza diluării mari a β -naftolului în faza gazoasă și din cauza presiunii prea înalte ($2,3 + 0,0073 \text{ kgf/cm}^2$) în instalație.

b) Sublimarea cu vaporii de apă de 1 kgf/cm^2 , supraîncălziți la 395°K .

$$\frac{a'}{c'} = \frac{144}{18} \frac{0,0073}{1} = 0,0584$$

și

$$a' \% (\text{greut.}) = \frac{0,0584}{1 + 0,0584} 100 = 5,53 \%$$

Afară de diluarea încă mare a β -naftolului în faza gazoasă, procedeul mai prezintă dezavantajul că în condensator temperatura nu trebuie să scadă sub 100°C pentru ca să nu se condenseze și vaporii de apă (produs umez).

c) Sublimarea în vid cu vaporii de apă de $0,0132 \text{ kgf/cm}^2$, supraîncălziți la 395°K .

$$\frac{a'}{c'} = \frac{144}{18} \frac{0,0073}{0,0132} = 4,42$$

$$a' \% (\text{greut.}) = \frac{4,42}{1 + 4,42} 100 = 81,7 \%$$

Prin micșorarea presiunii totale se mărește procentul de β -naftol în faza gazoasă, înzând către sublimarea simplă fără antrenant.

d) Sublimarea cu aer ca antrenant, la presiunea de 1 kgf/cm^2 .

$$\frac{a'}{c'} = \frac{144}{29} \frac{0,0073}{1} = 0,0362$$

$$a' \% (\text{greut.}) = \frac{0,0362}{1 + 0,0362} 100 = 3,50 \%$$

e) Sublimarea cu aer ca antrenant, la presiunea de $0,0132 \text{ kgf/cm}^2$.

$$\frac{a'}{c'} = \frac{144}{29} \frac{0,0073}{0,0132} = 2,75$$

$$a' \% (\text{greut.}) = \frac{2,75}{1 + 2,75} 100 = 73,3 \%$$

Aerul ca antrenant este dezavantajos față de vaporii de apă, din cauza greutatei moleculare mai mari (29 la aer, față de 18, la apă), dar prezintă avantajul căldurii mai mici pentru răcire (la apă se adaugă și căldura mare de condensare), deși transmiterea căldurii se face mai greu în aer.

2. Purificarea unei substanțe prin sublimare

Scopul principal al sublimării este purificarea substanțelor solide de impurități nevolatile sau mai greu volatile decât substanța care interesează.

a) Purificarea prin sublimare simplă. Presupunând că materialul de sublimat introdus în vaporizator conține $a_0\%$ substanță A și $b_0\% = 100 - a_0$ substanță B (impurități volatile) și că vaporii substanțelor A și B se comportă ca gaze ideale, raportul concentrațiilor în faza gazoasă din vaporizator este :

$$\frac{n_{A,1}}{n_{B,1}} = \frac{p_{A,1}}{p_{B,1}} = \frac{P_{A,1}}{P_{B,1}}$$

Fracțiile molare sunt :

$$N_{A,1} = \frac{n_{A,1}}{n_{A,1} + n_{B,1}} = \frac{P_{A,1}}{P_{A,1} + P_{B,1}} = \frac{P_{A,1}}{\pi_1};$$

$$N_{B,1} = \frac{n_{B,1}}{n_{A,1} + n_{B,1}} = \frac{P_{B,1}}{P_{A,1} + P_{B,1}} = \frac{P_{B,1}}{\pi_1}.$$

Compoziția gravimetrică a fazei gazoase în vaporizator este :

$$a_1 \% = \frac{M_A N_{A,1}}{M_A N_{A,1} + M_B N_{B,1}} 100;$$

$$b_1 \% = \frac{M_B N_{B,1}}{M_A N_{A,1} + M_B N_{B,1}} 100;$$

$$\frac{a_1}{b_1} = \frac{M_A N_{A,1}}{M_B N_{B,1}} = \frac{M_A}{M_B} \frac{P_{A,1}}{P_{B,1}}.$$

Puritatea a_1/b_1 în faza gazoasă din vaporizator va fi cu atât mai mare în comparație cu puritatea a_0/b_0 a materialului brut introdus pentru sublimare, cu cât raportul M_A/M_B între greutatea moleculare este mai mare și cu cât substanța A este mai volatilă decât impuritățile B .

Cu această compoziție, amestecul de vapori intră în condensator, unde este răcit la temperatura T_2 pentru care, repetând calculele precedente, se obține :

$$\frac{n_{A,2}}{n_{B,2}} = \frac{P_{A,2}}{P_{B,2}} = \frac{P_{A,2}}{P_{B,2}};$$

$$N_{A,2} = \frac{n_{A,2}}{n_{A,2} + n_{B,2}} = \frac{P_{A,2}}{P_{A,2} + P_{B,2}} = \frac{P_{A,2}}{P_{A,2} + P_{B,2}} = \frac{P_{A,2}}{\pi_2};$$

$$N_{B,2} = \frac{n_{B,2}}{n_{A,2} + n_{B,2}} = \frac{P_{B,2}}{P_{A,2} + P_{B,2}} = \frac{P_{B,2}}{P_{A,2} + P_{B,2}} = \frac{P_{B,2}}{\pi_2}.$$

π_2 este cu puțin mai mic decât π_1 , diferența fiind pierderea de presiune necesară pentru ca amestecul de vapori să poată trece, cu debit suficient, din vaporizator în condensator.

$$a_2 \% = \frac{M_A N_{A,2}}{M_A N_{A,2} + M_B N_{B,2}} 100;$$

$$b_2 \% = \frac{M_B N_{B,2}}{M_A N_{A,2} + M_B N_{B,2}} 100;$$

$$\frac{a_2}{b_2} = \frac{M_A N_{A,2}}{M_B N_{B,2}} = \frac{M_A}{M_B} \frac{P_{A,2}}{P_{B,2}}.$$

Dacă operația de sublimare este continuată timp destul de îndelungat, încât greutatea substanței în stare de vapori să fie neglijabilă față de cantitatea totală sublimată, rezultă că, din punct de vedere practic, tot ce s'a vaporizat se condensează și că puritatea produsului este a_1/b_1 ; la sublimarea simplă purificarea se face în vaporizator. Reziduul rămas în vaporizator trebuie schimbat înaintea epuizării lui totale în substanța A .

b) Purificarea prin sublimare cu antrenant. Presupunând că presiunea parțială a antrenantului în faza gazoasă din vaporizator este $p'_{c,1}$, temperatura de sublimare este temperatura pentru care

$$p'_{A,1} + p'_{B,1} = \pi_1 - p'_{c,1},$$

deci o temperatură mai joasă decât la sublimarea simplă (fără antrenant) a aceleiași substanțe sub aceeași presiune totală.

Fracțiile molare ale celor trei componente A , B , și C în faza gazoasă din vaporizator sunt:

$$N'_{A,1} = \frac{p'_{A,1}}{\pi_1}; N'_{B,1} = \frac{p'_{B,1}}{\pi_1}; N'_{C,1} = \frac{p'_{c,1}}{\pi_1};$$

iar compoziția gravimetrică:

$$a'_1 \% = \frac{M_A N'_{A,1}}{M_A N'_{A,1} + M_B N'_{B,1} + M_C N'_{C,1}} 100;$$

$$b'_1 \% = \frac{M_B N'_{B,1}}{M_A N'_{A,1} + M_B N'_{B,1} + M_C N'_{C,1}} 100;$$

$$c'_1 \% = \frac{M_C N'_{C,1}}{M_A N'_{A,1} + M_B N'_{B,1} + M_C N'_{C,1}} 100;$$

Puritatea substanței A în vaporii din vaporizator, raportată la impuritățile B , este

$$\frac{a'_1}{b'_1} = \frac{M_A}{M_B} \frac{N'_{A,1}}{N'_{B,1}} = \frac{M_A}{M_B} \frac{p'_{A,1}}{p'_{B,1}}.$$

Prin același raționament, se obține pentru faza gazoasă din condensator (după răcire la temperatura T'_2):

$$p'_{A,2} + p'_{B,2} = \pi_2 - p'_{c,2};$$

$$N'_{A,2} = \frac{p'_{A,2}}{\pi_2}; N'_{B,2} = \frac{p'_{B,2}}{\pi_2}; N'_{C,2} = \frac{p'_{c,2}}{\pi_2};$$

$$a'_2 \% = \frac{M_A N'_{A,2}}{M_A N'_{A,2} + M_B N'_{B,2} + M_C N'_{C,2}} 100;$$

$$b'_2 \% = \frac{M_B N'_{B,2}}{M_A N'_{A,2} + M_B N'_{B,2} + M_C N'_{C,2}} 100;$$

$$c'_2 \% = \frac{M_C N'_{C,2}}{M_A N'_{A,2} + M_B N'_{B,2} + M_C N'_{C,2}} 100;$$

$$\frac{a'_2}{b'_2} = \frac{M_A}{M_B} \frac{p'_{A,2}}{p'_{B,2}}.$$

Ca și la sublimarea simplă, și aici π_2 , presiunea (totală) în condensator, este

puțin mai joasă decât cea din vaporizator π_1 , pentru ca vaporii să curgă cu debit suficient.

Atât presiunile $P'_{A,2}$ și $P'_{B,2}$, cât și temperatura T'_2 din condensator, sunt mai joase decât mărimile corespunzătoare din vaporizator.

Cantitatea și compoziția produsului se obțin raportând concentrațiile găsite mai sus la un kilogram de antrenant:

Un kilogram de antrenant O ia din vaporizator următoarele cantități din componenții A și B :

$$A_1 = \frac{a'_1}{c'_1} = \frac{M_A N'_{A,1}}{M_O N'_{O,1}} = \frac{M_A}{M_O} \frac{P'_{A,1}}{P'_{O,1}}; \quad (3)$$

$$B_1 = \frac{b'_1}{c'_1} = \frac{M_B N'_{B,1}}{M_O N'_{O,1}} = \frac{M_B}{M_O} \frac{P'_{B,1}}{P'_{O,1}}.$$

La ieșirea din condensator, un kilogram de antrenant mai este însoțit de

$$A_2 = \frac{a'_2}{c'_2} = \frac{M_A N'_{A,2}}{M_O N'_{O,2}} = \frac{M_A}{M_O} \frac{P'_{A,2}}{P'_{O,2}};$$

$$B_2 = \frac{b'_2}{c'_2} = \frac{M_B N'_{B,2}}{M_O N'_{O,2}} = \frac{M_B}{M_O} \frac{P'_{B,2}}{P'_{O,2}}.$$

Diferențele:

$$A_1 - A_2 = \frac{M_A}{M_O} \left(\frac{P'_{A,1}}{P'_{O,1}} - \frac{P'_{A,2}}{P'_{O,2}} \right)$$

$$\text{și } B_1 - B_2 = \frac{M_B}{M_O} \left(\frac{P'_{B,1}}{P'_{O,1}} - \frac{P'_{B,2}}{P'_{O,2}} \right)$$

se depun în condensator sub formă de produs sublimat, a cărui compoziție este:

$$a_3\% = \frac{A_1 - A_2}{(A_1 - A_2) + (B_1 - B_2)} 100;$$

$$b_3\% = \frac{B_1 - B_2}{(A_1 - A_2) + (B_1 - B_2)} 100.$$

Pierderea de substanță pură A , corespunzătoare cantității luate de antrenant, este A_2 pentru fiecare kilogram de antrenant.

Urmează că randamentul în substanță A al operației de sublimare (sublimare + condensare) este:

$$\rho = \frac{A_1 - A_2}{A_1} 100 = 100 \left(\frac{P'_{A,1}}{P'_{O,1}} - \frac{P'_{A,2}}{P'_{O,2}} \right) \frac{P'_{O,1}}{P'_{A,1}}. \quad (4)$$

Cantitatea de antrenant pentru sublimarea (vaporizarea) unui kilogram de substanță pură A este:

$$C_1 = \frac{c'_1}{a'_1} = \frac{M_O}{M_A} \frac{P'_{O,1}}{P'_{A,1}},$$

sau, raportând la substanța cu $b_0\% = 100 - a_0$ impurități :

$$C'_1 = C_1 \frac{a_0}{100}$$

Cantitatea de antrenant necesară pentru obținerea unui kilogram de produs, raportată la substanța pură A , este :

$$C_2 = \frac{1}{A_1 - A_2} = \frac{M_C}{M_A} \left(\frac{P'_{A,1}}{P'_{C,1}} - \frac{P'_{A,2}}{P'_{C,2}} \right)$$

sau, raportând la substanța $b_0\% = 100 - a_0$ impurități :

$$C'_2 = C_2 \frac{a_0}{100}$$

Exemplu. Să se calculeze debitul de iod vaporizat și randamentul operației de sublimare cu antrenare cu aer, în condițiile dela rândurile 1-5 de mai jos :

1	Presiunea (totală) în condensator	π_2	760	mm col. Hg	
2	Pierdere de presiune între vaporizator și condensator	$\pi_1 - \pi_2$	7,6	mm col. Hg	
3	Temperatura în vaporizator	t_1	105	°C	
4	Temperatura în condensator	t_2	50	°C	
5	Debitul aerului	Q_C	2,0	m³N/h	
6	Presiunea vaporilor de iod la t_1	$P'_{A,1}$	60	mm col. Hg	Tabele
7	Presiunea (totală) în vaporizator	π_1	767,6	mm col. Hg	(1)+(2)
8	Presiunea parțială a aerului în vaporizator	$P'_{C,1}$	707,6	mm col. Hg	(7)-(6)
9	Debitul gravimetric al aerului	G_C	2,586	kgf/h	1,293 (5)
10	Greutatea moleculară a iodului (I_2)	M_A	254	kg/kmol	2·127
11	Greutatea moleculară a aerului	M_C	29	kg/kmol	
12	Iodul vaporizat de 1 kg aer	A_1	0,744	kg/kg	Ecuatia (3)
13	Debitul de iod vaporizat	$G_{A,1}$	1,92	kg/h	(9)·(12)
14	Presiunea de vaporizări a iodului la temperatura t_2	$P'_{A,2}$	2,16	mm col. Hg	Tabele
15	Presiunea parțială a aerului în condensator	$P'_{C,2}$	757,8	mm col. Hg	(1)-(14)
16	Randamentul sublimării	ρ	96,7	%	Ecuatia (4)

EXEMPLE DE INSTALAȚII DE SUBLIMARE

O instalație simplă, folosită pentru sublimarea *iodului*, este formată din vase de gresie (sau vase emailate), indentice, încălzite pe baie de nisip; capsula inferioară de gresie este acoperită cu un capac de sticlă care reprezintă suprafața de răcire (cu aer).



Fig. 2. Vase de gresie pentru sublimarea iodului.

In același scop servesc și vasele de gresie din fig. 2, formate din trei părți: capsula de vaporizare, spațiul de condensare și capacul cu rezervorul pentru apa de răcire; etanșeitatea este asigurată prin suprafețele de contact șlefuite; cele trei părți se sprijină una pe alta și se etanșează prin greutatea lor. Diametrul vaselor, 30–45 cm; conținutul capsulei, 4–6 kg iod brut; durata de sublimare, 18 ore la 110 °C. Incălzirea se face pe baie de nisip.

Instalația din fig. 3, pentru sublimarea acidului salicilic, funcționează cu antrenant: aer în care se adaugă bioxid de carbon sau vapori de apă, pentru evitarea exploziilor. Temperatura de sublimare și temperatura cu care se introduce antrenantul trebuie supravegheate riguros (156–161 °C); altfel, acidul salicilic se descompune cu formare de fenol, care degradează produsul. Acidul salicilic brut este întins în strat de 2–3 cm, pe sita *D*, și este vaporizat prin antrenantul preîncălzit în mantaua *S*, cu care interiorul blazei comunică prin găuri dispuse deasupra stratului de material brut. Vaporii și antrenantul trec în camerele de condensare. Antrenantul este evacuat după ce trece prin filtrul *E*, sau este recirculat. Aerul proaspăt intră prin filtrul *F*, iar prin *A* se adaugă bioxidul de carbon sau vaporii de apă. Ventilatorul *V* provoacă circulația antrenantului.

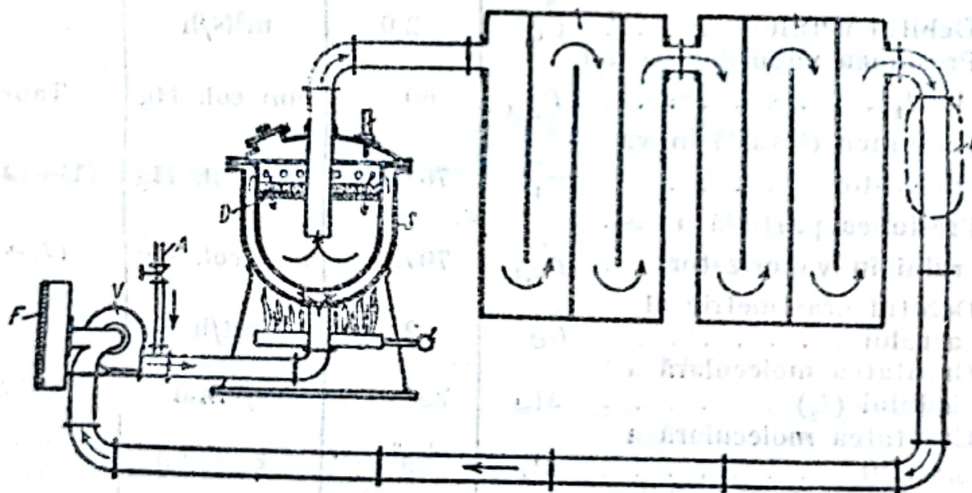


Fig. 3. Instalație pentru sublimarea acidului salicilic.

O altă instalație pentru sublimarea acidului salicilic este reprezentată în schema din fig. 4. Blaza este încălzită indirect, printr-o baie. Materialul brut, încărcat automat prin *a*, este agitat lent de către dispozitivul de agitare *b*. Antrenatul preîncălzit în focar intră în blază prin tubul găurit *c*. Vaporii și antrenatul trec în camera de condensare. Antrenantul este evacuat prin *d* (eventual se recirculă), iar produsul, prin capacul *e*. Sublimarea este urmărită prin ferestrele *f* și *f*₁.

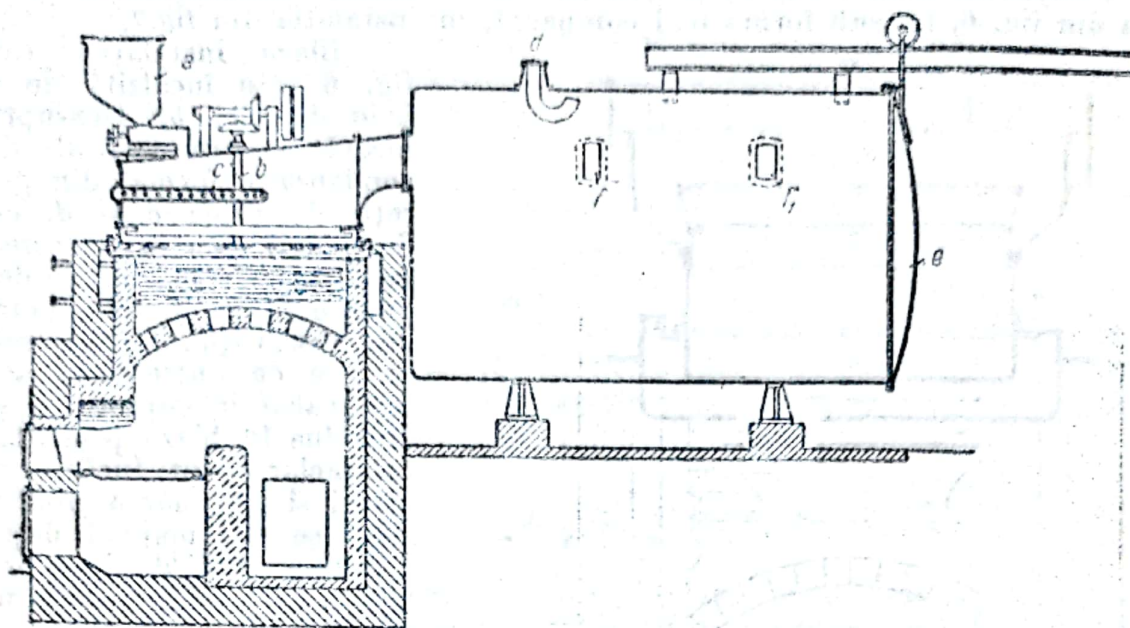


Fig. 4. Instalație pentru sublimarea acidului salicilic.

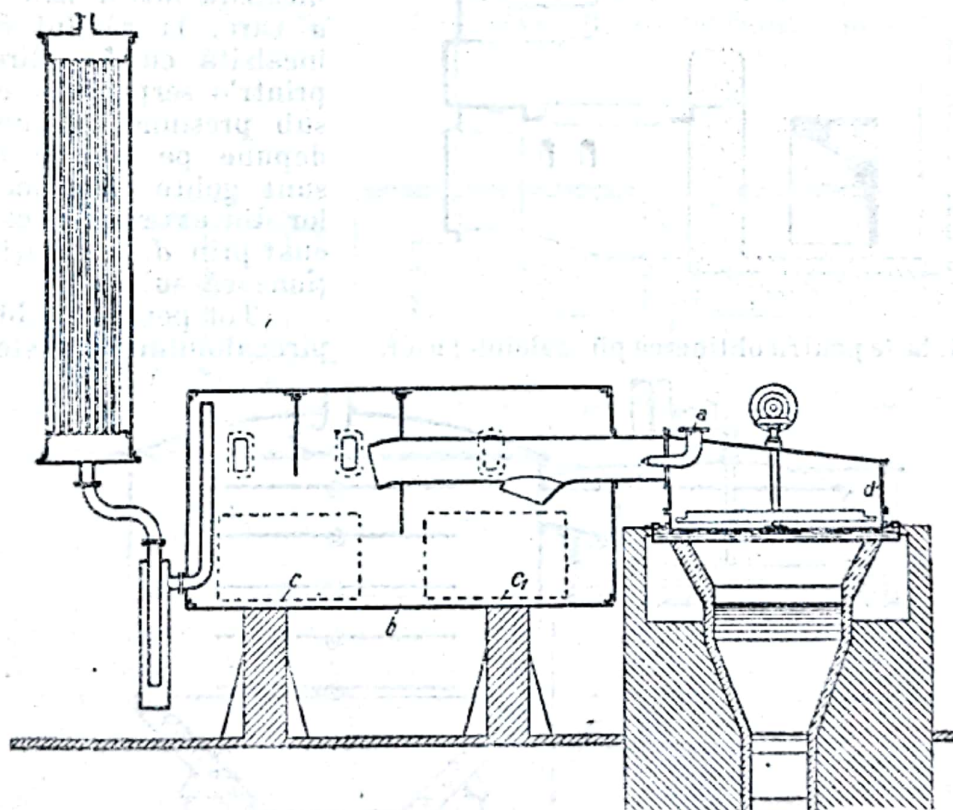


Fig. 5. Instalație pentru sublimarea acidului benzoic.

Pentru sublimarea *acidului benzoic* se folosește instalația din fig. 5. Caracteristica instalației constă în accelerarea trecerii vaporilor, din blază în camerele de condensare *b*, cu ajutorul injectorului *d*, prin care se introduce antrenantul (gaz inert). Evacuarea produsului se face prin *e* și *e*₁.

Pirogalolul sublimat se obține, fie sub formă ușoră, voluminoasă, în instalația din fig. 6, fie sub formă mai compactă, în instalația din fig. 7.

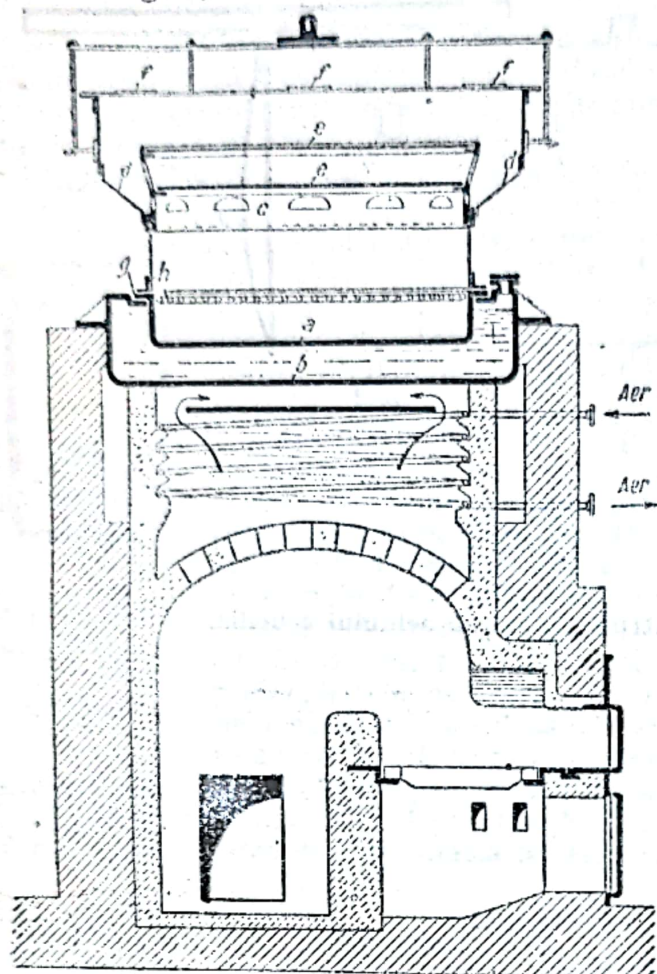


Fig. 6. Instalație pentru obținerea pirogalolului ușor.

Blaza instalației din fig. 6 este încălzită de o baie de ulei *b*. Deasupra blazei *a* este spațiul de condensare, format din pereții de tablă *c* și *d*, cu deschideri pentru trecerea vaporilor, și plăcile de depunere *e*. În *f* sunt găuri de observație. Sublimarea se face cu antrenant: aer preîncălzit în cuptorul *a* și introdus în blază printr'un tub inelar găurit. Incărcarea blazei și evacuarea produsului se fac manual, după ridicarea părții de deasupra blazei, care este fixată prin flanșele *g* și *h*.

Blaza *b* din fig. 7 este încălzită într'o baie de ulei *a* care, la rândul ei, este încălzită cu foc direct sau printr'o serpentină cu apă sub presiune. Produsul se depune pe plăcile *c*, care sunt golite prin înclinarea lor din exterior și este evacuat prin *d*. Instalația funcționează sub vid.

Tot pentru sublimarea pirogalolului servește blaza

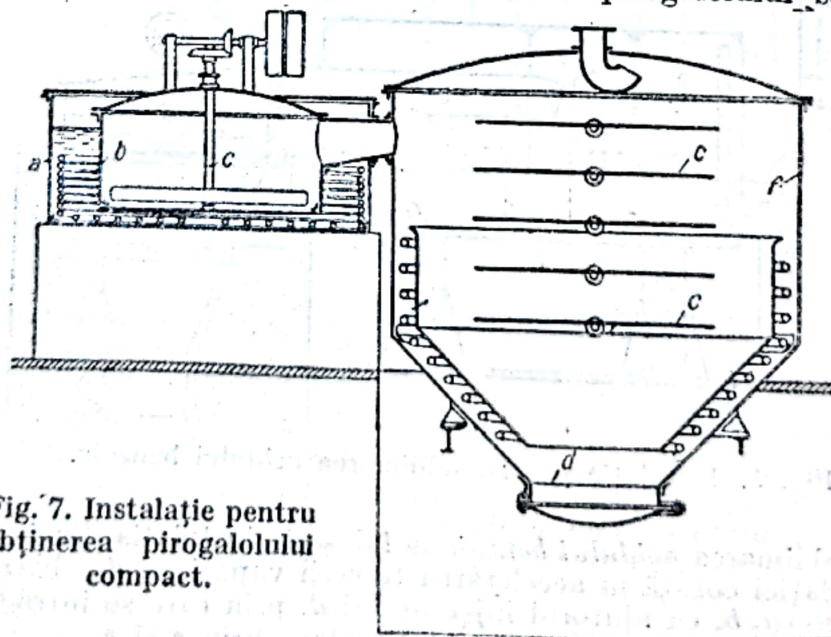


Fig. 7. Instalație pentru obținerea pirogalolului compact.

din fig. 8. Sublimarea se face în curent de bioxid de carbon ca antrenant. Blaza joasă și cu mare suprafață de încălzire este caracteristică pentru operațiile de sublimare. Incălzirea se face prin serpentine îngropate în pereții blazei, cu apă sub presiune (la 220°C pentru pirogalol).

Instalația pentru sublimarea camforului sintetic (fig. 9) se caracterizează prin vaporizarea lui în stare lichidă. Camforul topit și agitat puternic în cilindru *a* intră prin *b* în blaza *c*. Cilindru *a* și blaza *c* sunt încălzite prin manta. În timpul vaporizării camforul este agitat continuu de agitatorul *d*. Condensarea are loc în două

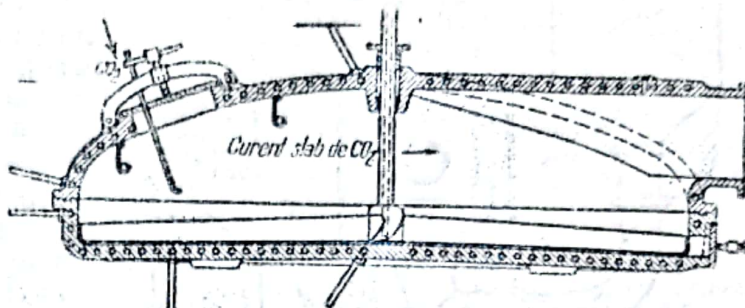


Fig. 8. Blaza pentru sublimare.

camere, *e* și *f*, răcite indirect cu apă. Produsul este evacuat prin ușile *g*.

Instalația din fig. 10 servește pentru sublimarea fosforului. Produsul brut este adus continuu, cu ajutorul unui transportor elicoidal *a*, în vaporizatorul *d*, unde este încălzit prin radiație de către rezistențele electrice *e*. Materialul care nu sublimază deversează peste marginile pâlniei *f*, și este

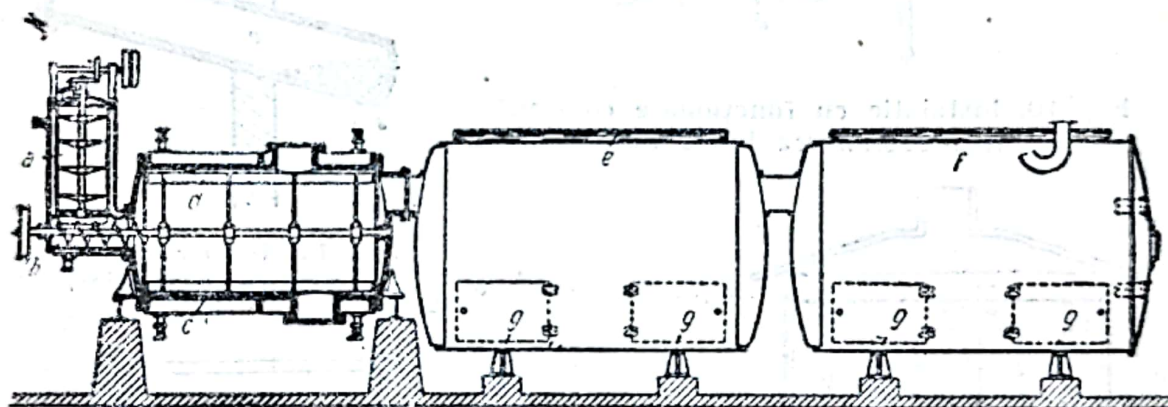


Fig. 9. Instalație pentru sublimarea camforului.

evacuat prin transportoarele elicoidale *b* și *c*, după ce trece prin camera intermediară de închidere *g*. Vaporii ies, prin deschiderea *l*, spre condensator. Instalația funcționează cu antrenant (gaz inert sau reducător) introdus prin *h* și evacuat prin *i*. În *k* se leagă pompa de vid.

În fig. 11 este reprezentată schema unui aparat pentru sublimarea metalelor. Vaporizatorul este un vas ceramic *e*, iar suprafața de condensare este capacul *d*, răcit de mantaua *c*. Aparatul este încălzit prin inducție *a*. În *b* se face legătura la instalația de vid.

O instalație simplă, servind tot pentru sublimarea metalelor, este reprezentată în fig. 12. În camera de încălzire *a* este încălzită retorta *c*. Prin *d* se face vidul. Încărcarea și golirea se fac prin *b*.

Un exemplu de sublimare a metalelor este obținerea magneziului de 99,99%, prin sublimare la 600°C , sub 0,15 mm col. Hg presiune absolută.

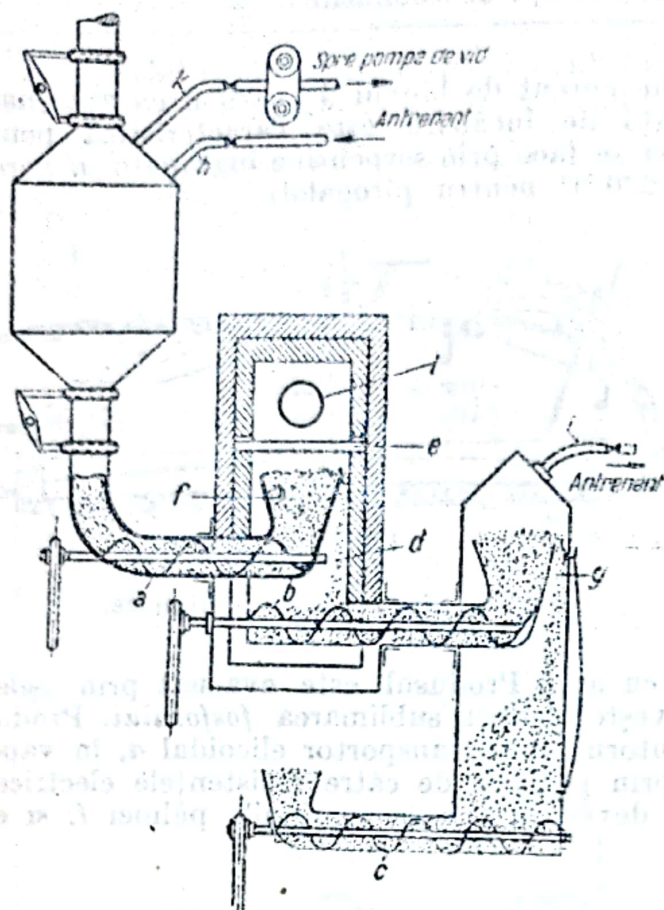


Fig. 10. Instalație cu funcționare continuă pentru sublimarea fosforului.

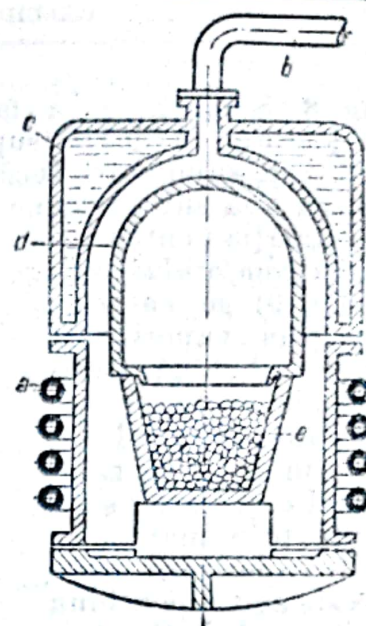


Fig. 11. Aparat pentru sublimarea metalelor.

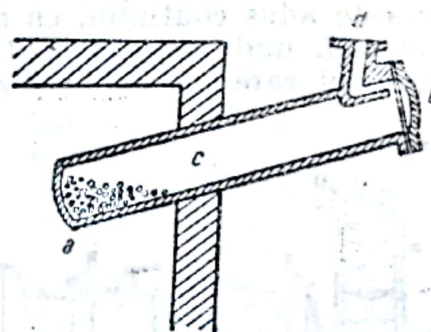


Fig. 12. Retortă pentru sublimarea metalelor.

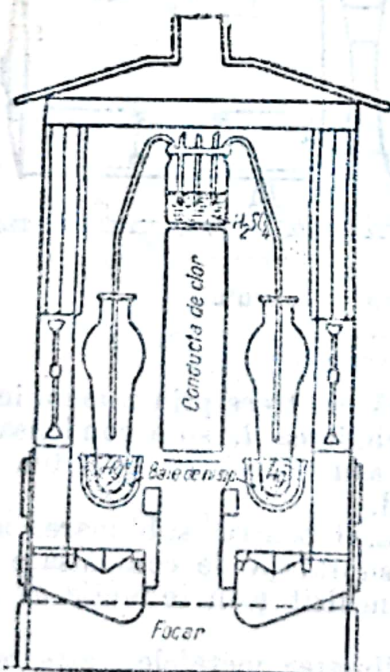


Fig. 13. Instalație pentru obținerea discontinuă a sublimatului (clorura mercurică).

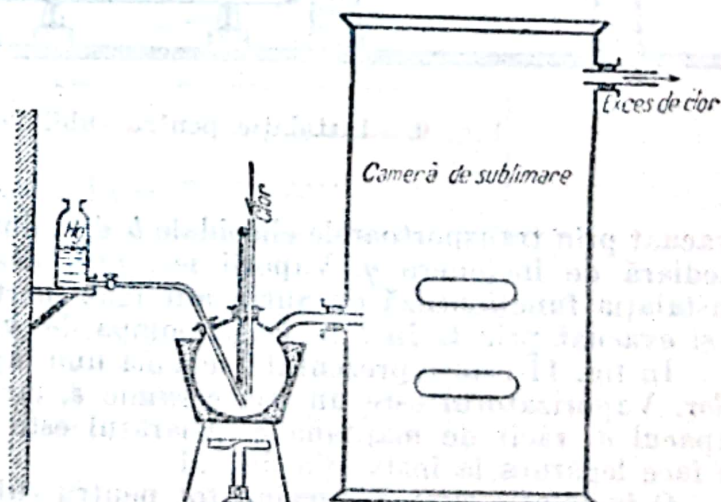


Fig. 14. Instalație pentru obținerea continuă a sublimatului (clorura mercurică).

Unele produse anorganice (de exemplu arsenul, clorura mercurică, clorura mercuroasă) sunt fabricate prin procedee care folosesc sublimarea chiar în faza reacției chimice.

Astfel, clorura mercurică se obține prin arderea vaporilor de mercur în clor și condensarea produsului rezultat direct în stare solidă. În fig. 13 este reprezentată schema unei instalații discontinue pentru prepararea clorurii mercurice cu acest procedeu. Câte 30–35 kg mercur sunt încălzite, în vase de argilă cu capacitatea de 25 l, pe baie de nisip. La temperatura de 320 °C vaporii de mercur se aprind și ard în clorul adus printr'o țevă centrală. Clorura mercurică formată se depune în partea superioară a vaselor, sub formă de crustă. După 24 ore de încălzire, vasele sunt sparte și crusta este recoltată. Instalația din fig. 14 lucrează pe baza aceleiași reacții, însă în mod continuu. Arderea vaporilor de mercur are loc într'un balon de cuarț cu capacitatea de 5 l, încălzit pe o baie de nisip.

Pentru sublimarea fracționată, cu condensatoare în serie, la temperaturi din ce în ce mai joase, schemele din fig. 15 și 16 arată două posibilități de realizare.

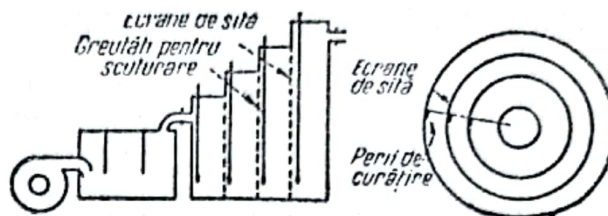


Fig. 15. Instalație pentru sublimare fracționată.

Fig. 16. Condensatoare concentrice pentru sublimare fracționată.

lucrează pe baza aceleiași reacții, însă în mod continuu. Arderea vaporilor de mercur are loc într'un balon de cuarț cu capacitatea de 5 l, încălzit pe o baie de nisip.

Pentru sublimarea fracționată, cu condensatoare în serie, la temperaturi din ce în ce mai joase, schemele din fig. 15 și 16 arată două posibilități de realizare.

BIBLIOGRAFIA GENERALĂ

- Ministerul Industriei Chimice. Aparate și instalații în industria chimică E. T. 1952.
- Dănilă N.: Proprietățile termodinamice ale aburilor E.T. 1952.
- Bratu E.m.: Tehnologia chimică vol. I și II, Ed. Institutului Politehnic 1949 și 1951
- Gross G.h.: Utilajul fabricilor de materiale de construcție Ed. T. 1952.
- Manualul Inginerului mecanic, vol. I, II și III E. T. 1949, 1950, 1953
- Dorin Pavel: Hidraulica teoretică și aplicată, E. T. 1950.
- Casatchin A. G.: Pr cese și aparate principale în tehnologia chimică. Trad. din l. rusă E.T. 1953.
- Bescov S. D.: Calcule tehnno-chimic, trad din l. rusă, E .T. 1953.
- Carapetianț M. H.: Termodinamica chimică, trad din l. rusă E. T. 1953.
- Smirnov A. S.: Transportul și înmagazinarea gazelor, — trad. din limba rusă, E. T. 1953.
- Pavlov F. R.: Romanov, P. G., Malcov M. P., Noskov A. A.: Exerciții și probleme la cursul de procese și aparate din tehnologia chimică — Traducere din l. rusă, E. T. 1952.
- Dolgolenko A. A.: Mașini de ridicat și transportat. Trad. din l. rusă E. T. 1952.
- Cocin E. N., Chibel I. A., Rose N. V.: Hidromecanica teoretică. Trad. din l. rusă, E. T. 1951.
- Mihailenco A. G.: Combustibili și cupatoare metalurgice. Trad. din l. rusă E. T. 1951.
- Lebedev D. P. și Sciuchin A. A.: Termodinamică industrială. Trad. din l. rusă E. T. 1951.
- Glinca N. Z.: Probleme și exerciții de chimie generală. Trad. din limba rusă E. T. 1951.
- Lurie E. S.: Operațiunile de concasare și de măcinare în industria cimentului. Trad. din limba rusă, E. T. 1950.
- Covalinschi I. I.: Exploatarea dispozitivelor de transport din industria chimică. Trad din limba rusă, de I.D.T.
- Novoslovski I. B.: Instalații de ridicat și transportat. Trad. din limba rusă de I.D.T.
- Lisicichin V. E., Gorșcov A. M.: Mașini compresoare. Trad. din limba rusă I.D.T.
- Znamenschi B. M.: Utilajul fabricilor de zahăr. Traducere din limba rusă I.D.T. 1951.
- Sneerson B. Z.: Purificarea gazelor pe cale electrică. Trad. din limba rusă I.D.T.
- Ministerul Construcției de mașini și Aparate din U.R.S.S.

- Calcularea, construirea și studiul aparatelor și mașinilor pentru industria chimică
Tradus de I.D.T.
- Pik I. S.: Mase plastice presate și laminate. Goshimizat, Moscova 1952.
- Hurghin E. A.: Procese de prelucrare a maselor plastice prin metoda formării prin presare și utilajul necesar. Trad. din limba rusă de I.D.T.
- Corneev S.: Tehnologia modernă a prelucrării metalelor prin presare. Trad. din limba rusă de I.D.T.
- Volfcovici S. I.: Egorov A. P., Epstein D. A.: Tehnologia chimică generală, vol. I. Goshimizat, Moscova, 1953.
- Eigheles M. A.: Imbogățirea minereurilor nemetalice utile, — Metalurghizat, Moscova, 1952.
- Levici V. G.: Hidrodinamică fizico-chimică. — Ed. Academia Nauk Moscova 1952
- Calinușchin M. P.: Pompe și ventilatoare, — Editura de Stat pentru literatura științifică pentru arhitectură, — Moscova, 1952.
- Corndorf B. A.: Tehnica presiunilor înalte în chimie, — Goshimizat, — Moscova 1952.
- Cantorovici Z. B.: Principiile de calcul pentru mașinile și aparatele din industria chimică, — Mașghiz, — Moscova 1952.
- Vucalovici M. P.: Novikov I. I. Termodinamica tehnică, — Gosenergoizdat — Moscova-Leningrad 1952.
- Sașchin P. I.: Regenerarea uleiurilor de țitei epuizate, Gostoptehizdat — Moscova 1952.
- Boldănev V. H.: Prese pentru brichetarea huilei și a cărbunilor bruni Ugletehizdat — Moscova 1951
- Conciarov N. V.: Curgerea turbulentă uniformă — Gosenergoizdat — Moscova 1951.
- Vasiliev B. L.: Instalații de prese hidraulice pentru presarea metalelor neferoase — Mașghiz — Moscova 1951
- Costocichin V. N.: Ventilatori centrifugali — Mașghiz — Moscova 1951.
- Risin S. A.: Ventilatori industriali cu destinație generală, Moscova — Stroizdat 1951.
- Țesarschi B. I.: Construirea și tehnologia fabricației matrițelor de presare pentru obiecte de porțelan Gosenergoizdat — Moscova 1951.
- Voscresenschi C. D.: Culegere de probleme asupra transmiterii căldurii — Gosenergoizdat — Moscova-Leningrad 1951.
- Mardoniev S. N., Abozian M. A.: Fabricarea produselor de cauciuc, — Goshimizat — Moscova 1951.
- Baum V. A., Budin D. V. și alții: Cuptoare metalurgice. — Metalurghizat — Moscova 1951.
- Zmii P. N., Barscov I. M.: Mașinile și aparate din industria de cauciuc, — Goshimizat — Moscova 1951.
- Leontovici M. A.: Introducerea în termodinamică. — Gostehizdat, — Moscova 1950.
- Litvin A. M.: Bazele teoretice ale termodinamicii — Gosenergoizdat — Moscova 1950.
- Carapetianț M. H.: Exemple și probleme pentru termodinamică. — Goshimizat — Moscova 1950.
- Manualul Mecanicului din uzină chimică. — Goshimizat, Moscova 1950.
- Berteșev L. V.: Organizarea transportului intern. — Mașghiz — Moscova 1950.
- Bulavin I. A.: Mașini pentru fabricarea ceramicii fine — Promstroizdat — Moscova 1950.
- Mihailov A. G., Bogomolov: Hidraulica, hidrologie și hidrometrie — Dorizdat — Moscova 1950.

- Malin C. M.: Tehnologia acidului sulfuric. — Goshimizdat — Moscova 1950.
- Sapojnicov M. I., Bulavin I. A.: Mașini și aparate în industria silicaților — Promstroizdat — Moscova 1950.
- Clodicov V. A., Colstalschi A. A.: Purificarea apei pentru instalații industriale. — Stroizdat Moscova, 1950.
- Mamichin P. S.: Focare, cupatoare și uscătorii. — Metalurghizdat — Moscova 1950.
- Cuceriu V. V., Crasilov G. I.: Metode noi de epurare a aerului de praf. — Mașghiz — Moscova 1950.
- Guznețov Z. A.: Fabricarea carburii de calciu — Goshimizdat — Moscova, 1950.
- Mașinostr enie, vol. IX, XII și XIV — Mașghiz 1949.
- Saghinov D. A.: Mașini de construcții partea II-a — Stroizdat—Leninrad 1949.
- Leichin S. S.: Pompe cu piston în industria hidrolizei — Gostesbumizdat—Moscova-Leningrad, 1949.
- Cafarov V. V.: Procese de agitare în medii lichide — Goshimizdat — Moscova 1949.
- Cenzov P. A.: Filtru pentru purificarea aerului de praf. Ed. Institutului Unional de cercetări științifice pentru protecția muncii — Moscova 1949.
- Miheev M. A.: Bazele transmisiei căldurii — Gosenergoizdat — Moscova 1949.
- Șişacov N. V.: Bazele preparării gazelor de ardere — Gosenergoizdat — Moscova 1949.
- Carpov B. P.: Bazele termodinamicii chimice — Mașghiz — Moscova 1948.
- Cnorre C. F.: Studiul produselor de ardere a combustibilului natural. — Gosenergoizdat — Moscova-Leningrad — Moscova 1948.
- Breines J. M.: Aparate și instalații în industria chimică — Goshimizdat—Moscova 1947.
- Hugen O. A. și Watson R. M.: Principiile proceselor chimice New-York 1947.
- Just E.: Călduri specifice, Entalpia, Entropia și disociația gazelor tehnice, — Berlin, 1938.
- Berl E.: Chimische Ingenieur-technik 1935.
- Buche W.: Leistungsbedarf von Ruhrwerken. — V D I-Zt-81, 1065 (1937)
- Ulman: Enciclopedia chimiei tehnice, vol. I — Construcția aparatelor chimice și tehnica procedeelor Munchen 1951.
- Roth A. Berman A.: Încălzirea în industrie cu radiații infraroșii. Electricitate 12/51.
- Reviste: Jurnal Prikladnoi Khimii (Revista de chimie aplicată)
Jurnal fizicescoi khimii (Revista de chimie fizică)
Zavodskaja laboratoria (Laboratul de uzină).
Uspehi khimii (Realizările Chimiei).

BIBLIOGRAFIA SPECIALA PE CAPITOLE**II. Bilanțul materialelor**

- Ministerul Industriei Chimice : Aparate și instalații în industria chimică E. T. 1952.
Bratu E. : Tehnologia chimică vol. I. Editura Institutul u Politehnic, 1951.
Casatchin A. G. : Procese și aparate principale în tehnologia chimică. Trad. din limba rusă E. T. 1953.
Bescov S. D. : Calcule tehnico-chimice. Trad. din limba rusă E. T., 1953.
Carapetianț M. H. : Termodinamica chimică. Trad. din limba rusă E. T. 1953.
Glinca N. L. : Probleme și exerciții de chimie generală. Trad. din limba rusă E. T. 1950.
Volfcovici S. I., Egorov A. P., Epstein D. A. : Tehnologia chimică vol. I Goshimizdat — (Moscova 1953).
Carapetianț M. H. : Exemple și probleme de termodinamică chimică. Goshimizdat — Moscova 1950.
Carpov B. P. : Bazele termodinamicii chimice — Mașghiz. Moscova 1948.

III. Bilanțul termic

- Ministerul Industriei Chimice.
Aparate și instalații în industria chimică E. T. 1952.
Bratu E. : Tehnologia chimică vol. I Edit. Institutului Politehnic 1951.
Dănilă N. : Proprietățile termodinamice ale aburilor E. T. 1952.
Casatchin A. G. : Procese și aparate principale în tehnologia chimică. Trad. din limba rusă E. T. 1953.
Bescov S. D. : Calcule tehnico-chimice. Trad. din limba rusă E. T. 1953.
Carapetianț M. H. : Termodinamica chimică. Trad. din limba rusă E. T. 1953.
Glinca N. L. : Probleme și exerciții în chimia generală. Trad. din limba rusă E. T. 1951.
Lebedev P. D. : Sciuchin A. A. — Termodinamica industrială. Trad. din limba rusă E. T. 1950.
Volfcovici S. I., Egorov A. P., Epstein D. A. : Tehnologia chimică industrială vol. I Chimizdat Moscova 1953.
Leontovici M. A. : Introducerea în termodinamică. Gostehizdat, Moscova 1950.
Litvin A. M. : Bazele teoretice ale termodinamicii Gosenergoizdat, Moscova 1950.
Carapetianț M. H. : Exemple și probleme pentru termodinamică, Goshimizdat Moscova 1950.
Carpov V. P. : Bazele termodinamicii chimice Mașghiz. Moscova 1948.

- Hugen O. A. și Watson K. M.: *Principiile proceselor chimice* — New-Jork 1947.
 Justi E.: *Călduri specifice, Entalpia, Entropia și disociația gazelor tehnice.*

IV. Aparate de transport

Ministerul Industriei Chimice.

Aparate și instalații în industria chimică E. T. 1952.

Manualul inginerului mecanic vol. III E. T. 1952.

Smirnov A. S.: *Transportul și înmagazinarea gazelor.* Trad. din limba rusă E. T. 1953.

Dolgolenko A. A.: *Mașini de ridicat și transportat.* Traducere din limba rusă E. T. 1952.

Covalinschi I. I.: *Exploatarea dispozitivelor de transport ale întreprinderilor din industria chimică.* Trad. din limba rusă de I.D.T.

Novoslavski I. B.: *Instalații de ridicat și transportat.* Trad. din limba rusă de I.D.T.

Volfcovici S. I., Egorov A. P., Epstein D. A.: *Tehnologia chimică generală.* G. Ghimizdat, Moscova 1953.

Manualul mecanicului din uzina chimică G. Ghimizdat, Moscova 1950.

Berteșev L. V.: *Organizarea transportului intern Mașghiz Moscova 1950.*

Cuznețov L. A.: *Fabricarea carburei de calciu Goshimizdat Moscova 1950.*

Mașinostrenie vol. IX și XIV Mașghiz 1945.

V. Mărunțirea, măcinarea și sortarea

Ministerul Industriei Chimice.

Aparate și instalații din industria chimică E. T. 1952.

Gross Gh.: *Utilajul fabricelor de materiale de construcție* E. T. 1952.

Manualul inginerului mecanic vol. II E. T. 1950.

Casatchin A. G.: *Procese și aparate principale în tehnologia chimică.* Trad. din limba rusă E. T. 1953.

Lurie E. S.: *Operațiile de concasare și de măcinare în industria cimentului.* Trad. din limba rusă E. T. 1950.

Ministerul Construcției de Mașini și Aparate din U.R.S.S.

Calcularea, construirea și studiul aparatelor și mașinilor pentru industria chimică. Trad. din limba rusă de I.D.T.

Eigheles M. A.: *Îmbogățirea minereurilor nemetalice utile.* Metalurghizdat Moscova 1952.

Ilievici A. P.: *Utilajul mecanic al fabricelor de ceramică și de sticlă.* Promstroizdat Moscova 1952.

Bulavin I. A.: *Mașini pentru fabricarea ceramicii fine* Promstroizdat Moscova 1950.

Saghinov D. A.: *Mașini de construcție partea II* Stroizdat Leningrad 1949.

Euken A și Iacob M.: *Der Chemische Ingenieur* 1939.

Berl E.: *Chemische Ingenieur — Technik* 1953.

VI. Curgerea fluidelor

Ministerul Industriei Chimice — *Aparate și instalații în industria chimică* E. T. 1952.

Dorin Pavel.: *Hidraulica teoretică și aplicată* E. T. 1950.

Bratu E.: *Tehnologia chimică vol. II* București 1949.

- Casatchin A. G.: Procese și aparatele principale din tehnologia chimică. Trad. din limba rusă. E. T. 1953.
- Pavlov F. K., Romanov P. G., Malcov M. P., Noskov A. A.: Exerciții și probleme la cursul de procese și aparate din tehnologia chimică. Traducere din limba rusă. E. T. 1952.
- Cocin E. N., Chibel I. A., Rose N. V.: Hidromecanica teoretică. Trad. din limba rusă E. T. 1951.
- Ministerul Construcției de Mașini și Aparate din U.R.S.S. — Calcularea, construirea și studiul aparatelor și mașinilor din industria chimică. Trad. din limba rusă de I.D.T.
- Levici V. G.: Hidrodinamica fizico-chimică. Ed. Academiei Nauc Moscova 1952.
- Concearov N. V.: Curgerea turbulentă uniformă. Gosenergoizdat Moscova 1951.
- Manualul mecanicului din industria chimică Goshimizdat Moscova 1950.
- Jucovschi E. N.: Hidraulica mecanică și aplicată. Gostehteorizdat, Moscova 1949.
- Romanov G. P.: Procese hidraulice din tehnologia chimică, Goslimizdat Moscova 1948.
- Frenchel Z. N.: Hidraulica — Gosenergizdat. Moscova 1948.
- Mihailov A. C. — : Hidraulica, hidrologie și hidrometrie. Dorizdat, Moscova 1950.
- Pancecov M. G.: Teoria viscozității lichidelor, Gostoptehizdat, Moscova 1947.

VII. Pompe

- Ministerul Industriei Chimice — Aparate și Instalații în industria chimică E. T. 1952.
- Manualul Inginerului Mecanic vol. I, E. T. 1949.
- Casatchin A. G.: Procese și aparatele principale din tehnologia chimică. Trad. din limba rusă E. T. 1953.
- Pavlov K. F., Romanov P. G., Malcov M. P., Noskov A. A.: Exerciții și probleme la cursul de procese și aparate din tehnologia chimică. Traducere din limba rusă E. T. 1952.
- Corndorf B. A.: Tehnica presiunilor înalte în chimie. Goshimizdat, Moscova 1952.
- Calmușchin M. P.: Pompe și ventilatoare Editura de Stat pentru Literatura Științifică pentru arhitectură Moscova 1952.
- Manualul mecanicului din industria chimică. Maștroenie, vol. XII, Mașghiz Moscova 1949.
- Malin C. M.: Tehnologia acidului sulfuric.
- Leichin S. S.: Pompe cu piston în industria hidraulică, Gosleshimizdat Moscova 1949.

VIII. Compresoare și ventilatoare

- Ministerul Industriei Chimice — Aparate și instalații în Industria chimică E.T. 1952.
- Bratu E.: Tehnologia chimică, vol. II București 1940.
- Casatchin A. G.: Procese și aparate principale în tehnologia chimică. Trad. din limba rusă E. T. 1953.
- Smirnov A. S.: Transportul și înmagazinarea gazelor. Traducere din limba rusă. E. T. 1953.
- Pavlov K. T., Romanov P. G., Malcov M. P., Noskov A. A.: Exerciții și probleme la cursul de procese și aparate din tehnologia chimică. Trad. din limba rusă E. T. 1952.
- Lisichin V. E., Gorșcov A. M.: Mașini compresoare. Trad. I.D.T.
- Corndorf B. A.: Tehnica presiunilor înalte în chimie. Goshimizdat — Moscova 1952.

- Calinușchin M. P.: Pompe și ventilatoare Edit. pentru literatura științifică pentru construcție și arhitectură — Moscova 1952.
- Vucalovici M. P., Novicov I. I.: Termodinamica tehnică — Gonsersgoizdat — Moscova-Leningrad 1952.
- Costocichin V. N.: Ventilatori centrifugali. — Mașghiz — Moscova 1951.
- Risin S. A.: Ventilatori industriali cu destinație generală — Stroizdat — Moscova 1951.
- Mașinostrenie vol. XII — Mașghiz — Moscova 1949.

IX. Agitarea și Amestecarea

- Ministerul Industriei Chimice: Aparate și instalații în industria chimică, Editura Tehnică 1952.
- Casatchin A. G.: Procese și aparate principale în tehnologia chimică, — trad. din l. rusă E. T. 1953.
- Pavlov K. F., Romancov P. G., Malcov M. P., Noskov A. A.: Exerciții și probleme la cursul de procese și aparate din tehnologia chimică, traducere din limba rusă. Editura Tehnică 1952.
- Cantorovici Z. B.: Principiile de calcul pentru mașinile și aparatele din industria chimică, — Mașghiz — Moscova 1952.
- Cafarov V. V.: Procese de agitare în medii lichide Goshimizdat — Moscova 1949.
- Braines I. M.: Procese și aparate din industria chimică Goshimizdat — Moscova 1947.
- Berl T. Chemische Ingenieur-technik, Berlin 1935.
- Buche W. Leistungsdarstellung von Ruhrwerken VDI — Z 81, 1065/1937.

X. Sedimentarea

- Ministerul Industriei Chimice: Aparate și instalații în industria chimică E. T. 1952.
- Casatchin A. G.: Procese și aparate principale în tehnologia chimică, trad. din limba rusă E. T. 1953.
- Pavlov K. F., Romancov P. G., Malcov M. P., Noskov A. A.: Exerciții și probleme la cursul de procese și aparate din tehnologia chimică, traducere din limba rusă E. T. 1952.
- Braines I. M.: Procese și aparate din industria chimică. Goshimizdat — Moscova 1947.

XI. Filtrarea

- Ministerul Industriei Chimice: Aparate și instalații în industria chimică, — E. T. 1952.
- Manualul inginerului mecanic, vol. II E. T. 1950.
- Casatchin A. G.: Procese și aparate principale în tehnologia chimică, trad. din limba rusă E. T. 1953.
- Pavlov K. F., Romancov P. G., Malcov M. P., Noskov A. A.: Exerciții și probleme la cursul de procese și aparate din tehnologia chimică trad. din limba rusă, E. T. 1952.
- Volfcovici S. I., Erosov A. P., Epstein D. A.: Tehnologia chimică generală, vol. I Goshimizdat — Moscova 1953.
- Sașchin P. I.: Regenerarea uleiurilor de țitei epuizate. Goshimizdat — Moscova 1952.

- Lapşin M. I.: Elaborarea metodelor de purificarea apelor reziduale. Ed. Academiei Nauc S.S.S.R. Moscova 1952.
 Gliacico V. A., Calstalschi A. P.: Purificarea apei pentru instalații industriale, Stroiizdat — Moscova 1950.

XII. Separarea prin centrifugare

- Ministerul Industriei chimice: Aparat și instalații în industria chimică. E. T. 1952.
 Manualul inginerului mecanic, vol. II 1950.
 Casatchin A. G.: Procese și aparate principale în tehnologia chimică, trad. din limba rusă E. T. 1952.
 Pavlov K. F.: Romanov P. G., Malcov M. P., Noskov A. A.: Exerciții și probleme la cursul de procese și aparate din tehnologia chimică, trad. din limba rusă E. T. 1952.
 Ministerul Construcției de Mașini și Aparat din U.R.S.S.: Calcularea, construirea și studiul aparatelor și mașinilor pentru industria chimică. Trad. din limba rusă de I.D.T.
 Braines I. M.: Procese și aparate din industria chimică. — Goshimizdat — Moscova 1947.

XIII. Presarea

- Manualul inginerului mecanic, vol. II E. T. 1950.
 Pik I. S.: Mase plastice presate și laminate, Goshimizdat, Moscova 1952.
 Hurghin E. A.: Procese de prelucrare a maselor plastice prin metoda formării prin presare și utilajul necesar. — Trad. din limba rusă. I.D.T.
 Corneev N. S.: Tehnologia modernă a prelucrării metalelor prin presare, trad. din limba rusă de I.D.T.
 Zmii P. N., Barscov I. M.: Mașinile și aparate din industria de cauciuc — Goshimizdat, — Moscova 1951.
 Mardoniev S. N., Aborian M. A.: Fabricarea produselor de cauciuc. — Goshimizdat — Moscova 1951.
 Tesarschi B. I.: Construirea și tehnologia fabricației matrițelor de presare pentru obiecte de porțelan. Goshimizdat — Moscova 1951.
 Vasiliev B. L.: Instalații de prese hidraulice pentru presarea metalelor neferoase — Maşghiz — Moscova 1951.
 Boldărev V. A.: Prese pentru brichetarea turbei și a cărbunilor bruni, — Ugletehizdat — Moscova 1951.
 Sapojnicov M. I., Bulavin I. A.: Mașini și aparate în industria silicaților. — Promstroizdat — Moscova 1950.
 Gubchin S. I.: Teoria prelucrării metalelor prin presare. Goshimizdat — Moscova 1947.

XV. Tehnica separării gazelor de pulberi și cefuri

- Ministerul Industriei Chimice: Aparat și instalații în industria chimică. E.T. 1952.
 Casatchin A. G.: Procese și aparate principale în tehnologia chimică. Traducere din limba rusă E. T. 1953.
 Smirnov A. S.: Transportul și înmagazinarea gazelor. Traducere din limba rusă E. T. 1953.

- Sneerson B. L.: Purificarea gazelor pe cale electrică. Trad. din limba rusă I.D.T.
- Volfcovici S. I., Egorov A. P., Epstein D. A.: Tehnologia chimică generală, vol. I Goshimizdat — Moscova 1953.
- Calinuschin M. P.: Instalații pentru colectarea prafului. Mașghiz — Moscova 1951.
- Guceriuc V. V., Crasilov G. I.: Metode noi de epurarea aerului de praf. Mașghiz — Moscova 1951.
- Cenzov P. A.: Filtru pentru purificarea aerului de praf. Ed. Institutului Unional de cercetări științifice pentru protecția muncii — Moscova 1949.
- Institutul Unional de cercetări științifice pentru protecția muncii: Filtru pentru purificarea aerului de praf. — Ed. Institutului Unional de cercetări științifice pentru protecția muncii 1949.
- Sișacov N. V.: Bazele preparării gazelor de ardere. — Gosenergoizdat — Moscova 1949.
- Braines I. M.: Procese și aparate din industria chimică Goshimizdat — Moscova 1947.

XVI. Transmiterea căldurii

- Ministerul Industriei Chimice: Aparate și instalații în industria chimică E. T. 1952.
- Casatchin A. G.: Procese și aparate principale în tehnologia chimică. Trad. din limba rusă E. T. 1953.
- Pavlov K. T., Malcov M. P., Romancov P. G., Noskov A. A.: Exemple și probleme la procese și aparate din tehnologia chimică. Trad. din limba rusă E. T. 1952.
- Lebedev P. D., Sciuchin A. A.: Termodinamica industrială, trad. din limba rusă E. T. 1951.
- Mihailenco A. I.: Combustibili și cuptoare metalurgice. Traducere din limba rusă E. T. 1951.
- Ministerul Construcției de Mașini și Aparate din U.R.S.S.: Calularea, construirea și studiul aparatelor și mașinilor pentru industria chimică. Trad. din limba rusă I.D.T.
- Voskresenschi C. D.: Culegere de probleme asupra transmiterii căldurii. Gosenergoizdat — Moscova 1951.
- Baum V. A., Budin D. V. și alții: Cuptoare metalurgice. — Metalurghizdat. Moscova 1951.
- Manualul mecanicului din industria chimică, Goshimizdat — Moscova 1950.
- Mamichin P. S.: Focare, cuptoare și uscătorii. — Metalurghizdat Moscova 1950.
- Cnorre C. F.: Studiul produselor de ardere a combustibilului natural. — Gosenergoizdat Moscova-Leningrad 1948.

XVII. Încălzirea aparatelor din industria chimică

- Ministerul Industriei Chimice — Aparate și instalații în industria chimică E. T. 1952.
- Casatchin A. G.: Procese și aparate principale în tehnologia chimică. Trad. din limba rusă. E. T. 1953.
- Lebedev P. D., Sciuchin A. A.: Termodinamica industrială Trad. din limba rusă E. T. 1951.
- Volfcovici S. I., Egorov A. P., Epstein D. A.: Tehnologia chimică generală Goshimizdat Moscova 1953.

- Cagan S. Z., Cecetchin A. V.: Purtătorii de căldură organici pentru temperaturi înalte și aplicațiile lor industriale. Goshimizdat — Moscova 1951.
- Ullmann: Enciclopedia chimiei tehnice vol. I. Construcția aparatelor chimice și tehnica procedeeelor — München 1951.
- Roth A. și Berman A.: Înălțirea în industrie cu radiații (în Rev. Electricitatea nr. 12/51).
- Lifșiț B. L.: Eficacitatea introducerii mediilor purtătoare de căldură cu punct de fierbere înalt în energetică industrială. Rev. Prom. Energ. 5/51.

XVIII. Schimbătoare de căldură

- Ministerul Industriei Chimice — Aparate și instalații în industria chimică, E. T. 1952.
- Casatchin A. G.: Procese și aparate principale în tehnologia chimică. Trad. din limba rusă E. T. 1953.
- Pavlov K. F., Malcov M. P., Romanov P. G., Noskov A. S.: Exemple și probleme la cursul de procese și aparate din chimia tehnologică. Trad. din limba rusă E. T. 1952.
- Lebedev P. D., Sciuchin A. N.: Termodinamica industrială. Trad. din limba rusă E. T. 1951.
- Mihev M. A.: Bazele transiterii căldurii Gosenergoizdat Moscova 1949.
- Braines I. M.: Procese și aparate în industria chimică. Goshimizdat Moscova 1947.

XIX. Evaporarea

- Ministerul Industriei Chimice — Aparate și instalații în industria chimică E. T. 1952.
- Manualul inginerului mecanic vol. II E. T. 1950.
- Casatchin A. G.: Procese și aparate principale în tehnologia chimică. Trad. din limba rusă E. T. 1953.
- Pavlov K. F., Romanov P. G., Malcov M. S., Noskov A. A.: Exerciții și probleme la cursul de procese și aparate din tehnologia chimică. Trad. din limba rusă E. T. 1952.
- Libedev D. P., Sciuchin A. A.: Termodinamica industrială. Trad. din limba rusă E. T. 1951.
- Volfcovici S. I., Egorov A. P., Epstein D. A.: Tehnologia chimică generală, vol. I. Goshimizdat Moscova 1953.
- Braines I. M. — Procese și aparate din industria chimică, Goshimizdat Moscova 1947.

XX. Cristalizarea

- Ministerul Industriei Chimice — Aparate și instalații în industria chimică E. T. 1952.
- Casatchin A. G.: Produse și aparate principale în industria chimică. Trad. din limba rusă E. T. 1953.
- Pavlov K. F., Romanov P. G., Malcov M. P., Noskov A. A. — Exerciții și probleme la cursul de procese și aparate din tehnologia chimică. Trad. din limba rusă E. T. 1952.

E R A T A

Pag. și rândul	In loc de	Se va citi	Din vina
6, r. 27	$(L^3 \cdot L^3)$	(L^3/L^3)	Editurii
32, r. 11	$(2) \cdot 0332 : 760$	$(2) \cdot 10\ 332 : 760$	"
54, r. 4	$\dots - p (\Delta V)_1^2 - (A_1 + pV_1) - \dots$	$\dots - p (\Delta V)_1^2 = (A_1 + pV_1) - \dots$	"
93, r. 8	$2\ J \cdot (aq)$	$2\ J \cdot (aq)$	"
95, r. 4	$7,0955 \cdot 10^{-3}\ T$	$7,955 \cdot 10^{-3}\ T$	"
96, r. 10 de jos	$1,720\ cal/mol$	$1\ 720\ cal/mol$	"
99, r. 15	$\frac{27\ x_3}{(2 + x_3)(1 - x_3)^2}$	$\frac{27x_3^3}{(2 + x^3)(1 - x_3)^2}$	"
116, formula 8 b	$= \frac{Q}{4} \cdot \frac{1}{h}$	$= \frac{Q}{4} \cdot \frac{l}{h}$	Tipografiei
198, col. 7	t/m^2	t/m^3	Editurii
207, col. 3 r. 2 jos	420	240	"
242, r. 6	întreruperea curentului	trecerea curentului	"
301, r. 21	diferența	rezistența	"
303, r. 10 de jos	nominali de $1/2 - 1 1/2''$	nominali de $1/4 - 1 1/2''$	"
306, r. 5	0,5 — 80 mm	0,5 — 5 mm	"
343, r. 4 de jos	$\frac{C_2^1}{2g}$	$\frac{C_1^2}{2g}$	"
392, form. 9 și r. 16 de jos	c_p	c_v	"
398, col. 3 r. 4	$12,8 \cdot 10^2$	$12,8 \cdot 10^3$	"
409, form. 20	$dp \frac{2\pi r b}{z} \mu$	$dp \frac{2\pi r b}{z} \mu$	"
435, r. 5	$p_t = 81,5$	$p_i = 81,7$	"

Inv. 1859/2